



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería mecánica

Cálculo y dimensionado de una vivienda unifamiliar con energía renovable

Autor:

Moreno Alaguero, Miguel

Tutor:

Velasco Gómez, Eloy

Departamento: Ingeniería

Energética y Fluidomecánica

Valladolid, Junio 2023.



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES



TÍTULO: Cálculo y dimensionado de una vivienda unifamiliar con energía renovable

AUTOR: Miguel Moreno Alaguero

TUTOR: Eloy Velasco Gómez

RESUMEN: Se realiza el cálculo y dimensionado de ACS, calefacción y refrigeración de una vivienda unifamiliar en la provincia de Valladolid con el uso de energías renovables (energía solar térmica y aerotermia) mediante el programa DMElect Instalaciones de Edificios.

PALABRAS CLAVE: Vivienda unifamiliar, cargas térmicas, DMElect, energía solar térmica y aerotermia.

ABSTRACT: The calculation and dimensioning of ACS, heating and cooling of a single-family house in the province of Valladolid is carried out with the use of renewable energies (solar thermal energy and aerothermal energy) through the DMElect Building Facilities program.

KEYWORDS: Single-family housing, thermal loads, DMElect, solar thermal energy and aerothermal energy.



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**



Quiero agradecer a mi familia,
en especial a mi madre que ha aguantado
siempre ahí en cada momento de la carrera,
a mi hermano, a mi novia
y a mi tutor por toda la ayuda recibida.



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**



Índice

1. Antecedentes.....	1
1.1. Energía solar térmica	1
1.2. Aerotermia	2
2. Introducción.....	5
2.1. Energía solar térmica	5
2.1.1. El Sol como fuente de energía.	5
2.1.2. Energía Solar en España.....	13
2.1.3. Medida de radiación solar	14
2.1.4. Ventajas y desventajas	15
2.1.5. Componentes de la instalación.....	16
2.1.6. Aplicación para el ACS	40
2.2. Aerotermia.....	41
2.2.1. Elementos de una bomba de calor	44
2.2.2. Tipos de bombas de calor.....	54
2.2.3. Funcionamiento de la aerotermia	57
3. Memoria.....	63
3.1. Descripción del edificio	63
3.2. Localización	65
3.3. Cerramientos	67
3.4. Principios básicos de diseño y normativa aplicable.....	68
3.5. Cálculos de la instalación	70
3.5.1. Cálculo de la demanda energética	70
3.5.2. Selección y disposición de los captadores	72
3.5.3. Volumen de acumulación	74
3.5.4. Conducciones	75
3.5.5. Sistema eléctrico y de control	75
3.5.6. Vaso de Expansión, purgadores y válvulas.....	76



3.5.7. Bomba de circulación	79
3.6. Suelo radiante	80
3.6.1. Componentes básicos de un sistema radiante.....	82
4. Cálculos.....	89
4.1. Cargas térmicas.....	89
4.1.1 Resumen de fórmulas.....	89
4.1.2. Datos generales	103
4.1.3. Carga térmica invierno.....	125
4.1.4. Carga térmica verano.....	132
4.1.5. Equipos de producción de frío y calor	146
4.2. Cálculo de Energía Solar	149
4.2.1. Demanda energética edificio	155
4.2.2. Volumen Acumulación	156
4.2.3. Contribución solar. Superficie captadora	158
4.2.4. Balance energético total.....	159
4.2.5. Separación entre filas de captadores.....	160
4.2.6. Pérdidas en el sistema de captación.....	160
4.3. Cálculo de suelo radiante	163
4.4. Cálculo fontanería	170
5. Presupuestos.....	179
5.1. Presupuesto de ejecución.....	179
5.2. Presupuesto de realización	181
5.2.1. Costes directos.....	181
5.2.2. Costes indirectos.....	185
5.3. Presupuesto total del proyecto	186
6. Conclusiones	187
7. Líneas de investigación futura	189
8. Bibliografía.....	193



9. Anexos.....	195
8.1 Plano de vivienda	195
8.2 Plano de cargas térmicas	195
8.3 Plano de suelo radiante	201
8.4 Plano de energía solar	203
8.5 Plano de fontanería	205



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

1. Antecedentes

Las energías renovables han adquirido una importancia creciente en los últimos años debido a la necesidad de reducir la dependencia de los combustibles fósiles y mitigar los efectos del cambio climático. En este contexto, la energía solar térmica y la aerotermia se han posicionado como dos tecnologías prometedoras para la producción de energía limpia y sostenible. En los siguientes párrafos, nos adentraremos en los antecedentes de estas dos tecnologías, explorando su evolución histórica, sus fundamentos teóricos y las aplicaciones más relevantes.

1.1. Energía solar térmica

A lo largo de la historia, la humanidad ha utilizado la energía solar de diversas formas, desde tiempos ancestrales. En la antigüedad, se han encontrado ejemplos del uso de la energía solar en civilizaciones como la egipcia, la griega y la romana. Los egipcios utilizaban la energía solar para secar alimentos, mientras que los griegos y los romanos construían sus edificios con materiales que permitían aprovechar la energía solar para calentar los espacios interiores.

El desarrollo de la tecnología de energía solar térmica moderna comenzó en la década de 1800, cuando el físico francés Edmond Becquerel descubrió el efecto fotovoltaico, que es la capacidad de ciertos materiales para convertir la energía solar directamente en electricidad. Sin embargo, la tecnología fotovoltaica no se desarrolló significativamente hasta mediados del siglo XX.

En 1891, el científico australiano John Ericsson inventó el primer colector solar térmico moderno. El dispositivo consistía en un colector de cobre pintado de negro, que se calentaba al exponerse a la luz solar y transfería el calor a un tanque de almacenamiento de agua. Este invento fue el primer paso hacia la creación de los colectores solares térmicos modernos, que se desarrollaron a partir de la década de 1920, cuando los investigadores comenzaron a experimentar con diferentes materiales y diseños de colectores.

En la década de 1950, existió un aumento en el interés por la energía solar térmica como alternativa a los combustibles fósiles. En ese momento, los investigadores empezaron a desarrollar nuevos materiales y tecnologías de colectores solares térmicos que permitieron mejorar la eficiencia de la energía solar térmica y reducir los costos de producción.

Durante la década de 1970, se produjo un nuevo impulso en el desarrollo de la energía solar térmica, debido a la crisis del petróleo. Muchos países comenzaron a invertir en la investigación y el desarrollo de tecnologías solares térmicas, lo que permitió el desarrollo de nuevos tipos de colectores solares térmicos, como los colectores de tubos de vacío y los colectores de película delgada, que permitieron mejorar la eficiencia y reducir los costos de producción.



En la década de 1990, hubo un nuevo avance en la tecnología de la energía solar térmica, con el desarrollo de los sistemas solares térmicos combinados. Estos sistemas combinan la generación de energía solar térmica con la generación de energía eléctrica a través de células fotovoltaicas, lo que permitió una mayor eficiencia energética y una mayor versatilidad en la aplicación de la energía solar térmica.

A lo largo de la última década, la energía solar térmica ha continuado evolucionando y expandiéndose en todo el mundo. En 2019, se estimó que la capacidad instalada de energía solar térmica en todo el mundo alcanzó los 480 GWth (gigavatios térmicos), lo que representa un aumento significativo en comparación con la capacidad instalada en 2010.

En la actualidad, la energía solar térmica es una tecnología bien establecida y ampliamente utilizada en todo el mundo, con aplicaciones que van desde el calentamiento de agua para uso doméstico hasta la generación de energía eléctrica a gran escala.

En resumen, la energía solar térmica ha recorrido un largo camino desde sus primeros días de desarrollo a principios del siglo XX. A través de la innovación y el avance tecnológico, la energía solar térmica ha evolucionado hasta convertirse en una fuente de energía viable y eficiente que se utiliza en todo el mundo. A medida que se intensifica la necesidad de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero y se aumenta la demanda de energía renovable, es probable que la energía solar térmica continúe creciendo en popularidad y alcance.

1.2. Aerotermia

La aerotermia es una tecnología relativamente nueva en el mercado de la energía renovable, pero tiene raíces históricas que se remontan al siglo XVIII. Los primeros experimentos de sistemas de refrigeración se realizaron en el siglo XVIII, con el objetivo de producir hielo y conservar alimentos. En ese entonces, los sistemas de refrigeración eran muy rudimentarios y consistían en enfriar objetos con hielo y sal.

Benjamin Franklin, uno de los científicos más importantes del siglo XVIII, realizó uno de los primeros experimentos conocidos de un sistema de refrigeración en 1753. En su experimento, utilizó la evaporación del alcohol para producir una reducción de temperatura. Este fue un importante avance en el campo de la refrigeración y sentó las bases para el desarrollo de sistemas de refrigeración más avanzados.

Más tarde, en 1820, el físico británico Michael Faraday descubrió el principio de la absorción de calor mediante la compresión y expansión de gases. Este descubrimiento fue fundamental para el desarrollo de sistemas de refrigeración por compresión mecánica, que se convirtieron en la base de la tecnología de aire acondicionado y refrigeración moderna.



En 1852, el ingeniero francés Ferdinand Carré inventó el primer sistema de refrigeración por absorción utilizando amoníaco como refrigerante. Este sistema fue utilizado para enfriar el aire en fábricas textiles y en la producción de hielo. Carré también desarrolló un sistema de producción de hielo en el que se utilizaba amoníaco líquido y vapor de agua, lo que permitió una mayor producción de hielo y una reducción de costos.

A partir de estos avances, la tecnología de refrigeración y la producción de frío evolucionaron rápidamente a finales del siglo XIX y principios del siglo XX. En 1902, el estadounidense Willis Carrier inventó el primer sistema de aire acondicionado moderno, utilizando la refrigeración por compresión mecánica y la circulación de aire. Este sistema de aire acondicionado fue utilizado inicialmente para controlar la humedad en una fábrica de impresión, pero pronto se convirtió en una herramienta esencial para controlar la temperatura en hogares, oficinas y edificios.

En la década de 1940, la aerotermia se utilizaba en algunos sistemas de refrigeración y aire acondicionado comerciales, pero era una tecnología relativamente nueva y poco conocida. Fue en la década de 1970 cuando la tecnología de la aerotermia comenzó a utilizarse de manera más generalizada en Europa, en respuesta a la crisis energética y a la creciente conciencia sobre la necesidad de reducir el consumo de combustibles fósiles.

Se hicieron grandes avances en la tecnología de aire acondicionado y refrigeración, y se desarrollaron nuevos refrigerantes, como los clorofluorocarbonos (CFC) y los hidroclorofluorocarbonos (HCFC). Sin embargo, estos refrigerantes fueron prohibidos posteriormente debido a su impacto negativo en el medio ambiente. La liberación de CFC y HCFC a la atmósfera contribuyó significativamente al agotamiento de la capa de ozono y al calentamiento global.

A partir de los años 80, se inició una búsqueda de alternativas más respetuosas con el medio ambiente para la refrigeración y el aire acondicionado. Fue entonces cuando se empezó a explorar el uso de la energía renovable para producir frío y calor, y surgió la tecnología de la aerotermia.

La tecnología de la aerotermia tiene varias ventajas en comparación con los sistemas de aire acondicionado y calefacción convencionales. En primer lugar, utiliza una fuente de energía renovable y gratuita, lo que reduce significativamente los costos de energía y la huella de carbono. En segundo lugar, es una tecnología más eficiente que los sistemas convencionales, ya que no necesita generar energía para producir calor o frío, sino que simplemente aprovecha la energía presente en el aire exterior. En tercer lugar, la tecnología de la aerotermia es más versátil que los sistemas convencionales, ya que puede ser utilizada tanto para la producción de frío como para la producción de calor.



En Europa, la tecnología de la aerotermia ha experimentado un rápido crecimiento en los últimos años. Según el informe “Energías renovables en la Unión Europea” de Eurostat, la energía renovable más utilizada en los hogares europeos en 2019 fue la energía solar térmica, seguida de la aerotermia. En España, la tecnología de la aerotermia también ha experimentado un gran auge en los últimos años, siendo una de las principales tecnologías utilizadas en edificios de nueva construcción.

2. Introducción

La energía es un recurso fundamental para nuestra vida cotidiana, pero el uso excesivo de combustibles fósiles ha generado impactos ambientales y económicos negativos. En este contexto, las energías renovables han surgido como una alternativa sostenible y viable para la producción de energía. Estas fuentes de energía se basan en la utilización de recursos naturales que se regeneran de manera continua, como el sol, el viento, la biomasa, entre otros. En esta ocasión, nos centraremos en dos tecnologías innovadoras que utilizan fuentes de energía renovable: la energía solar térmica y la aerotermia. A lo largo de este texto, exploraremos en profundidad estas dos tecnologías y su importancia en la transición hacia un modelo energético más sostenible y respetuoso con el medio ambiente.

2.1. Energía solar térmica

En la actualidad, cada vez son más las personas que se interesan por las energías renovables como una forma de contribuir al cuidado del medio ambiente y a la lucha contra el cambio climático. Dentro de estas fuentes de energía, la energía solar térmica es una de las más populares y prometedoras, gracias a su capacidad para aprovechar la radiación del sol y convertirla en calor. En este sentido, a continuación, hablaremos en detalle de la energía solar térmica.

2.1.1. El Sol como fuente de energía.

El sol se encuentra en el centro del Sistema Solar, es una esfera casi perfecta de aproximadamente 1,4 millones de kilómetros de diámetro y 109 veces el radio de la Tierra. La Tierra se encuentra a una distancia media de 150 millones de km del Sol.

Según estimaciones, la temperatura en el interior del Sol rondaría los 20 millones de grados centígrados. En su centro se encuentra el núcleo compuesto por átomos de hidrógeno que funciona igual que un reactor de fusión nuclear. Dicha fusión se produce creando helio, mientras que en su superficie sería de unos 6000 °C. La temperatura en la superficie del Sol es suficientemente alta para que los átomos se encuentren en estado de excitación, pero lo suficientemente baja para que adopten con frecuencia configuraciones conocidas. El análisis del espectro solar indica que el 80% de la materia es hidrógeno, y el resto prácticamente helio.

El Sol es una estrella que se encuentra en la fase llamada secuencia principal, con un tipo espectral G2 y clase de luminosidad V, también es denominada como enana amarilla, se formó entre 4.567,8 y 4.570,2 millones de años y permanecerá en la secuencia principal aproximadamente 5.000 millones de años más.

El Sol, junto con todos los cuerpos celestes que orbitan a su alrededor, incluida la Tierra, forman el sistema solar.

2.1.1.1 La radiación solar

La Tierra recibe del sol únicamente energía radiante, es decir, luz visible, radiación infrarroja y algo de ultravioleta. La radiación no es algo constante, sino que varía de forma aleatoria debido a los muy diversos efectos que provoca sobre ella la atmósfera terrestre, como podemos observar en la tabla 2.1 y la figura 2.1

Tabla 2.1 Espectro de la radiación solar.

FRANJA	LONGITUD DE ONDA	VALOR
Infrarrojo	> 0,78 μm	45,71 %
Visible	0,38 - 0,78 μm	47,3 %
Ultravioleta	<0,38 μm	7 %

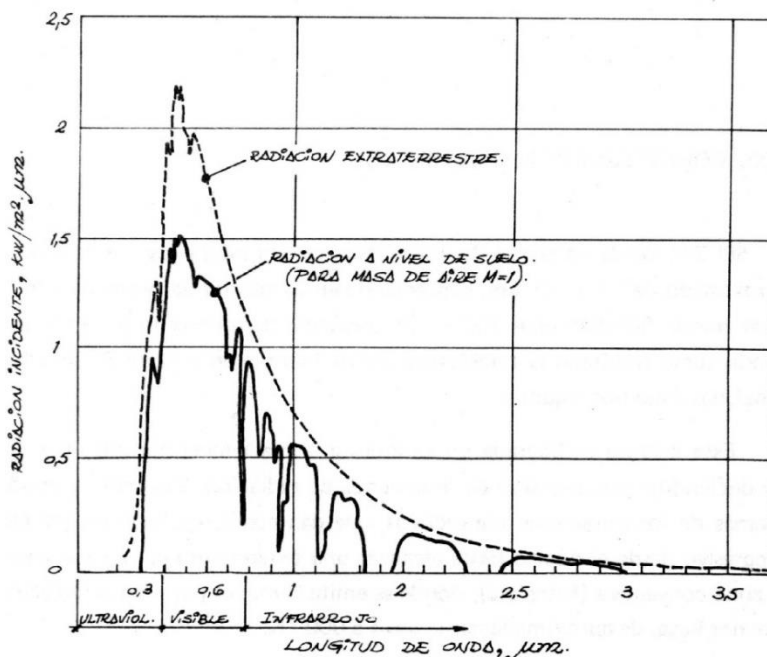


Figura 2.1 Curva de emisión energética en la atmósfera

La radiación solar es una manifestación electromagnética de la energía. Presenta una amplia distribución espectral; es decir, una enorme variedad de componentes elementales de diferentes longitudes de onda. El rendimiento de cualquier conversión solar depende del margen de radiaciones para las que puede trabajar (los materiales de los que están formados los colectores determinan principalmente esta propiedad).

En la atmósfera, esta energía se convierte en una gran variedad de efectos (figura 2.2), algunos de los cuáles tienen importancia como recursos

energéticos, como es en el caso de la energía eólica, la energía de la biomasa, la diferencia de temperaturas oceánicas y la energía de las olas, etc. Es decir, toda energía en la tierra procedía originariamente del sol.

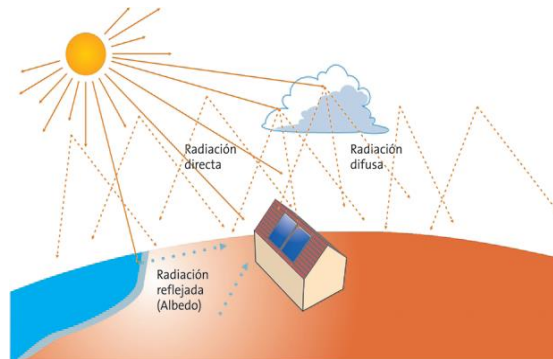


Figura 2.2 Efecto atmosférico sobre radiación solar

Gran parte de la radiación sufre una absorción y una dispersión en la atmósfera, como consecuencia de su propia estructura y de los agentes variables que allí se encuentran, como en el caso de la contaminación o la nubosidad. Por esta razón, para diseñar sistemas de energía solar, es necesario una caracterización de la radiación disponible bajo diversas condiciones atmosféricas. La radiación global directa (procedente directamente del Sol) se refleja por la presencia de las nubes o vapor de agua y se dispersa por las moléculas del agua o polvo en suspensión.

Esta se divide en tres partes:

- RADIACIÓN DIRECTA

Formada por los rayos que proceden directamente del Sol. Es la fracción directa de la radiación Solar que llega al suelo después de un recorrido vertical. Está afectada por un coeficiente, e^{-k} denominado coeficiente de transparencia y que representa el poder transmisivo τ , (ley de Beer).

$$\tau = (e^{-k})^M = e^{-kM} \quad (E-1)$$

Ha podido comprobarse, en primera aproximación que la variación del espesor de la atmósfera afecta al poder transmisivo de un exponente M , de la forma que siendo $M = C/\sin \alpha$, con la condición de que $C = 1$ para el nivel del mar (figura 2.3). Los valores de M , a nivel del mar, se encuentran especificados en la tabla (tabla 2.2). Los rayos Solares poseen una cierta inclinación que es función de la declinación, de la latitud y de la hora, y como consecuencia, el espesor de la atmósfera crece con la oblicuidad. Los meteorólogos relacionan la longitud de la trayectoria con la masa de aire; quedan así aclarados los conceptos de masa de aire cero (AM0) y masa de aire uno (AM1) comprobándose fácilmente que la

masa de aire dos (AM2), corresponde a una altura del Sol sobre el plano horizontal de 30°.

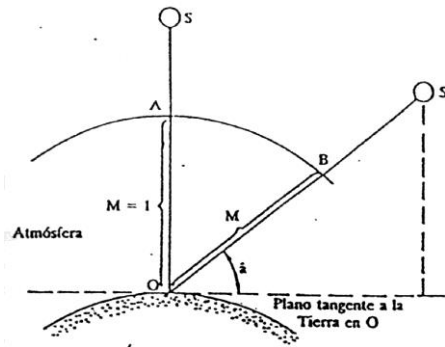


Figura 2.3 Inclinación de los rayos

Tabla 2.2 Exponente M de la ecuación del poder transmisivo

\dot{a}	M	\dot{a}	M	\dot{a}	M
1	57,299	31	1,942	61	1,143
2	28,654	32	1,887	62	1,133
3	19,107	33	1,836	63	1,122
4	14,336	34	1,788	64	1,113
5	11,474	35	1,743	65	1,103
6	9,567	36	1,701	66	1,095
7	8,206	37	1,662	67	1,086
8	7,185	38	1,624	68	1,079
9	6,392	39	1,589	69	1,071
10	5,759	40	1,556	70	1,064
11	5,241	41	1,524	71	1,058
12	4,810	42	1,494	72	1,051
13	4,445	43	1,466	73	1,046
14	4,134	44	1,440	74	1,040
15	3,864	45	1,414	75	1,035
16	3,628	46	1,390	76	1,031
17	3,420	47	1,367	77	1,026
18	3,236	48	1,346	78	1,022
19	3,072	49	1,325	79	1,019
20	2,924	50	1,305	80	1,015
21	2,790	51	1,287	81	1,012
22	2,669	52	1,269	82	1,010
23	2,559	53	1,252	83	1,008
24	2,459	54	1,236	84	1,006
25	2,366	55	1,221	85	1,004
26	2,281	56	1,206	86	1,002
27	2,203	57	1,192	87	1,001
28	2,130	58	1,179	88	1,001
29	2,063	59	1,167	89	1,000
30	2,000	60	1,155	90	1,000

- RADIACIÓN DIFUSA

Al llegar los fotones a las capas atmosféricas y chocar con las moléculas y el polvo en suspensión, sufren difusiones y dispersiones que se traducen en cambios bruscos de dirección. Esta luz difundida finalmente llega también a la superficie, pero al haber cambiado muchas veces de dirección a medida que ha atravesado la atmósfera, lo hace, no como si procediese directamente del disco solar, sino de toda la bóveda celeste. Esta radiación es la que se conoce como

difusa. La determinación de la radiación difusa no puede hacerse mediante cálculos, su valor se establece mediante observaciones meteorológicas.

Su intensidad depende a su vez de la intensidad de la radiación directa que es función de la altura del Sol, de la latitud, de la hora Solar y del poder transmisor de la atmósfera.

Cuando el tiempo es muy claro representa una parte muy pequeña de la intensidad de la radiación global (del orden del 10 al 20%); por el contrario, en una atmósfera oscurecida por los humos, polvo y vapor de agua, la intensidad de la radiación difusa aumenta mientras que la intensidad de la radiación directa disminuye. En el caso límite del cielo totalmente cubierto, la intensidad de la radiación difusa constituye el total de la intensidad de la radiación global. Este tipo de difusión tiene mayor influencia para las longitudes de onda pequeñas.

En definitiva, la radiación difusa procedente de todos los puntos del cielo, sin orientación definida, no es susceptible de concentración, como sucede con la radiación directa.

Aunque en un día despejado la radiación directa es mucho mayor que la difusa, esta última será, evidentemente, la única forma posible de radiación en los días cubiertos, filtrándose más o menos homogéneamente por toda la bóveda celeste a través de la capa nubosa. La radiación difusa supone aproximadamente un tercio de la radiación total que se recibe a lo largo del año.

- RADIACIÓN DEL ALBEDO

Procedente del suelo, debido a la reflexión de la radiación incidente sobre él. Depende directamente de la naturaleza de este. Al cociente entre la radiación reflejada y el incidente en la superficie de la tierra se le llama albedo. La Tierra refleja el 30% de la energía procedente del sol.

Es la reflejada por los cuerpos situados alrededor de la superficie sobre la que nos interesa evaluar la radiación, hay que añadirla a la directa y difusa que dicha superficie recibe. El albedo de los cuerpos es mayor cuanto más claro sea el color de los mismos. La influencia del albedo del entorno sobre la radiación incidente de un colector Solar suele ser despreciable, y tan solo en casos de ubicaciones muy particulares, como por ejemplo cuando existen paredes de color claro detrás de los colectores, puede suponer una pequeña ganancia adicional de energía.

Todos los combustibles hidrocarburos como el carbón, el petróleo, y el gas natural originariamente fueron producto por la acción de la luz del sol sobre la materia orgánica.

2.1.1.2. Ciclos diarios y anuales

En el movimiento del Sol en el cielo existen dos ciclos: uno diario y otro anual, los cuales hacen que la intensidad de la radiación varíe. El primero (figura 1.3) es causado por la rotación de la Tierra alrededor de su eje, por lo que el Sol, aparentemente, sigue un arco en el cielo todos los días, saliendo en el este y poniéndose en el oeste.

La altura del sol al mediodía hace que la radiación en este momento del día sea más intensa que en otros momentos como la madrugada o la tarde.

A su vez en la figura 2.4 comprobamos como debido al movimiento de traslación la incidencia es mayor en verano que en el resto de las estaciones, siendo el invierno la menor.

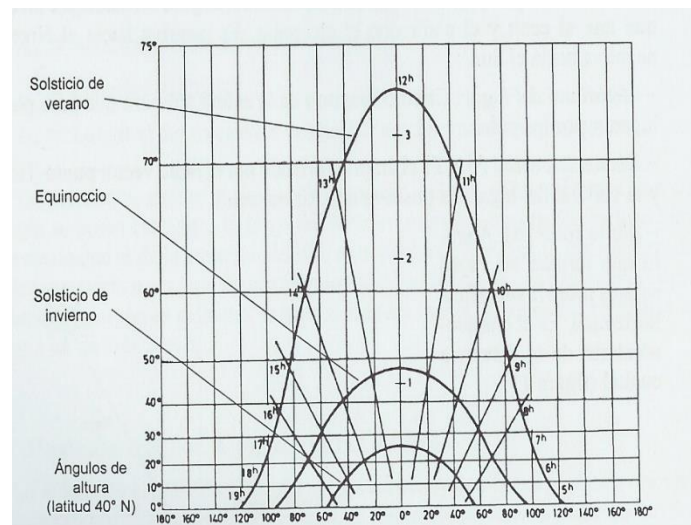


Figura 2.4 Ángulo de los rayos

2.1.1.3. Reflexión y absorción de la radiación solar

Cuando la radiación del Sol llega a una superficie, una parte es reflexionada, otra es absorbida, dependiendo del material del que esté hecha la superficie. Materiales brillantes con colores claros reflejan la mayoría de la radiación, mientras que los oscuros y mates la absorben. Materiales transparentes, como

el vidrio, dejan pasar casi toda la radiación. Sabiendo esto podemos aumentar la capacidad de absorción de un material simplemente pintándolo de negro.

Cuando se expone una placa metálica al sol, esta se calienta, pero si además la placa es negra, la energía radiante del sol es absorbida en mayor medida. Cuando se calienta la placa negra aumenta su temperatura con lo cual empieza a perder calor por los distintos mecanismos: por conducción a través de los soportes que lo sujetan, por convección a través del aire que le rodea y por radiación.

2.1.1.4. Efecto invernadero

El efecto invernadero es para el calor algo así como una trampa. Funciona gracias a que el vidrio y algunos materiales plásticos actúan como filtros respecto a las radiaciones (figura 2.5). Permite a la luz del Sol entrar en un espacio cerrado, pero no deja que se escape el calor, lo cual aumenta la temperatura dentro de ese espacio. Esto es lo que ocurre con un vehículo estacionado bajo el sol o en un invernadero.

El efecto invernadero también se efectúa a escala global. El vapor del agua y de CO₂ actúan en la atmósfera como un vidrio, permitiendo que la radiación llegue a la Tierra y manteniendo el calor. Sin este efecto, la Tierra sería demasiado fría para sostener formas de vida. Sin embargo, por la combustión de fósiles, se están incrementando las concentraciones de CO₂ y otros gases de efecto invernadero en la atmósfera, lo cual causa que la temperatura del medio ambiente global aumente. A este proceso se le llama calentamiento global.

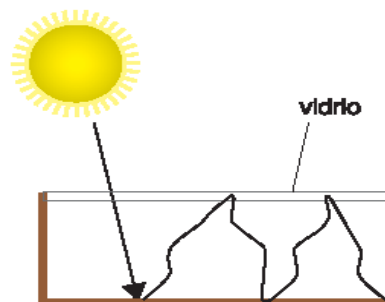


Figura 2.5 Efecto invernadero

2.1.1.5. La Constante Solar

Al extenderse por el espacio en todas las direcciones, la energía radiante procedente del Sol se reparte en una hipotética superficie esférica, cuyo centro es el Sol y cuyo radio crece a la misma velocidad que la propia radiación. Así pues, la intensidad en un punto de dicha superficie esférica, al repartirse la energía solar sobre un área cada vez mayor, será más pequeña cuanto mayor

sea el radio de esta, es decir, cuanto mayor sea la distancia de dicho punto al Sol. Así, la radiación se “debilita” a medida que la distancia aumenta.

El valor aproximado de esta intensidad a la distancia del Sol en que se encuentra nuestro planeta.

$$I = \frac{P}{S} \quad (\text{E-2})$$

Donde:

I = Intensidad, W/m².

P = 4 x 10²⁶ vatios. Energía que irradia el sol

S (superficie de una esfera) = 4πR².

R (distancia entre el sol y la tierra) = 1.5 x 10¹¹ metros.

Luego:

$$I = 1.4 \times 10^3 \text{ W/m}^2 = 1.4 \text{ kw/m}^2$$

Este valor coincide con la intensidad de la radiación Solar medida por medio de satélites artificiales en el espacio vacío (justamente por encima de la atmósfera que rodea a nuestro planeta). Con valores más precisos el valor de la Constante Solar es de 1353 W/m². Su evolución a lo largo del año puede apreciarse en la figura 2.6. que se ve a continuación donde puede apreciarse que en los meses de invierno, cuando la Tierra está más próxima al Sol (Figura 2.7), estos valores aumentan.

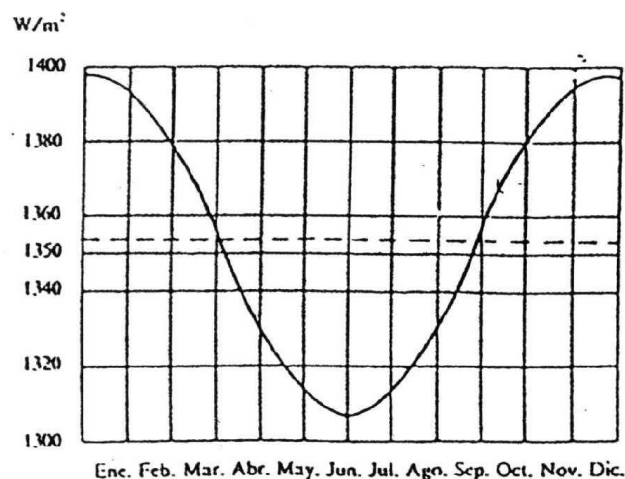


Figura 2.6. Variación de la constante Solar fuera de la atmósfera.

La Constante Solar sufre ligeras variaciones debido a que la distancia entre la Tierra y el Sol no es constante, debido a que la órbita terrestre no es perfectamente circular sino elíptica, siendo un poco mayor durante los meses de diciembre y enero

en los que la distancia Sol-Tierra es algo más pequeña, y menor durante los meses de junio y julio en los que dicha distancia es máxima.

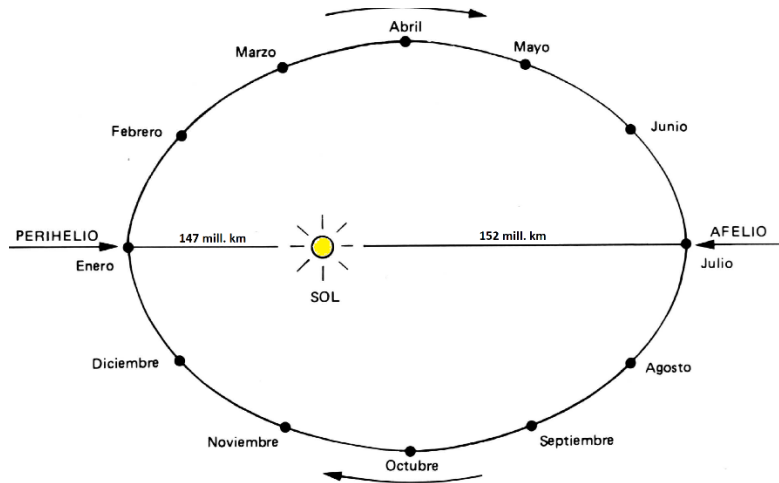


Figura 2.7 Variación de la distancia entre la Tierra y el Sol.

Una expresión matemática aproximada de la variación viene dada por:

$$I_s = I \cdot \left[1 + 0.033 \cdot \left(\cos \frac{360^\circ \cdot N}{365} \right) \right] \quad (E-3)$$

donde:

N = número del día del año.

2.1.2. Energía Solar en España

La crisis energética ha fomentado la búsqueda de energías capaces de sustituir las que se obtienen de los combustibles fósiles. La energía solar, aún a pesar de sus limitaciones, es abundante y gratuita, constituyendo una alternativa a tener en cuenta. El aprovechamiento de la energía solar ha de equilibrar la inversión económica y el beneficio de su utilización.

Cada año el Sol arroja sobre la Tierra 4.000 veces más energía que la que se consume. España se ve particularmente favorecida por este hecho respecto al resto de los países de Europa, dada su privilegiada situación y climatología.

La radiación solar global sobre superficie horizontal en España oscila entre los 3,2 kWh/m²/día de la zona más septentrional del territorio hasta los 5,3 kWh/m²/día de la isla de Tenerife. Valores superiores a 5 kWh/m²/día se pueden alcanzar en gran parte de Andalucía, Castilla La Mancha, Extremadura, Murcia, la Comunidad Valenciana, Ceuta y Melilla.

2.1.3. Medida de radiación solar

Para llevar a cabo el correcto dimensionado de una instalación solar es preciso conocer datos de la radiación solar terrestre en el lugar donde se va a localizar. Según esto, existen diversas formas de obtener dichos datos:

- Se podría recurrir a bases de datos y registros de radiación solar en el emplazamiento deseado y realizar previsiones futuras.
- Se podrían utilizar modelos matemáticos del comportamiento de la atmósfera terrestre que permitan realizar correlaciones entre datos terrestres y datos conocidos de radiación extraterrestre.
- A partir de datos de radiación solar terrestre sobre una superficie generalmente horizontal se podría aplicar cálculos para obtener la radiación sobre superficies inclinadas, que suele ser la aplicación habitual.

Los valores que se encuentran en las bases de datos de radiación solar, son recogidos gracias a distintos tipos de instrumentos de medida. Estos instrumentos determinan la magnitud de la potencia instantánea de la radiación solar.

Para caracterizar estos valores es necesario conocer:

1. Si dicha radiación es total, directa, difusa o reflejada.
2. La inclinación del plano de captación.
3. La orientación del plano de captación.

Los valores que generalmente se suelen medir en la mayoría de los laboratorios de adquisición de datos de radiación solar son: irradiancia global sobre superficie horizontal, irradiancia difusa sobre superficie horizontal, irradiancia global sobre superficie inclinada β grados e irradiancia directa sobre superficie normal (figura 2.8). Para la medida de las tres primeras magnitudes se emplean piranómetros y para la última, pirheliómetros. Posteriormente se integran a lo largo del tiempo estos datos de potencia instantánea obteniendo la energía captada según las características de radiación e inclinación de la irradiancia de partida.

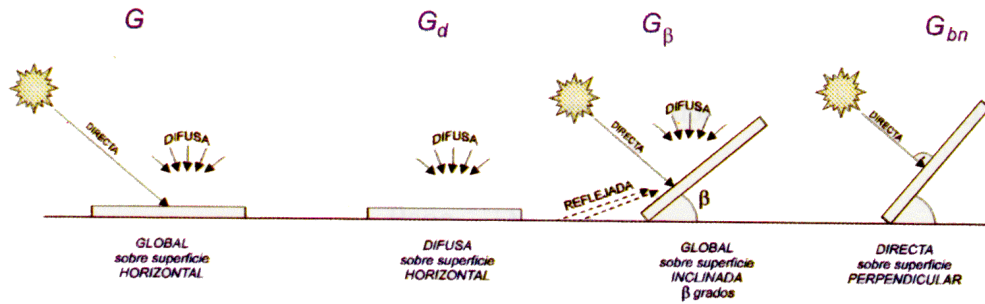


Figura 2.8 Irradiancias medidas usualmente en los sistemas de adquisición de datos solares

El aprovechamiento de la energía solar térmica tiene su base en el efecto invernadero que se consigue en los captadores. Para ello, los colectores solares van provistos de una cobertura de vidrio templado que permite el paso de la radiación solar e impide que el captador irradie energía al exterior, dando lugar a una ganancia de calor que se aprovecha para calentar el fluido que circula a través del circuito del colector (circuito primario). La energía térmica de este fluido se transmite a un circuito secundario a través de un intercambiador de calor. El circuito secundario es el que se utiliza en la instalación y va provisto de un acumulador para dotar a la misma de la autonomía necesaria.

2.1.4. Ventajas y desventajas

Alguna de las ventajas de la energía solar es:

- Es una energía renovable, abundante y disponible en cualquier lugar.
- El combustible es gratuito. Las instalaciones solares suelen ser modulares y fácilmente ampliables.
- No produce contaminación sonora ni ambiental. La tecnología solar es muy fiable.
- Puede consumirse en el mismo punto de generación, por lo que se minimizan las pérdidas por transporte.

Por otro lado, alguna desventaja de la energía solar:

- Las instalaciones solares ocupan mucho espacio y pueden provocar un elevado impacto visual. Además, el coste de la instalación suele ser elevado.
- La radiación solar es limitada y variable, además depende de condicionantes meteorológicos. Es decir, la intermitencia de la radiación solar hace que esta no esté siempre disponible cuando la necesitamos.
- Generalmente la energía hay que convertirla o acumularla.

2.1.5. Componentes de la instalación.

A continuación, se procede a analizar los principales componentes de una instalación solar térmica.

2.1.5.1. Sistema de captación

El captador, colector o panel solar, es el elemento de la instalación que recoge la energía del sol y la transfiere a un fluido. Es un dispositivo que transforma en calor la energía que transporta la radiación solar, con procesos añadidos de transferencia de calor mediante radiación, conducción y convección.

Existen diversos tipos de captadores:

2.1.5.1.1. Colector solar plano

Su principio físico de funcionamiento se basa en el efecto invernadero. Algunos cuerpos son transparentes para unas longitudes de onda y opacos para otras, siendo el vidrio de la cubierta transparente para radiaciones entre 0,3 y 3 μm de longitud de onda, espectro visible, y opaco para el resto. En la parte interior, especialmente en el absorbedor, es necesario disponer superficies que tengan alta absorbencia para la radiación solar visible y una baja emitancia para las radiaciones de onda larga (infrarrojo), lo que se consigue ennegreciendo la superficie, lográndose así que la mayor parte de las emisiones sean de una longitud de onda superior a 3 μm , que son retenidas en su interior, y transformadas en energía térmica, lo que permite su aprovechamiento.

Una cualidad importante es el aprovechamiento de la radiación difusa, existente cuando el cielo este nublado, pero que penetra igualmente a través de la cubierta, siendo esta la parte más complicada del cálculo de las tablas de radiación solar incidente anual y mensual.

Los materiales por los que están compuestos (Figura 2.9) han de ser de alta calidad debido a que las condiciones de trabajo de los captadores son siempre extremas ya que la radiación solar es muy agresiva, especialmente los rayos UVA. Su combinación con los agentes químicos contenidos en suspensión en aire ocasiona deterioros por corrosión, especialmente en ocasiones de elevada humedad. Una instalación solar tiene un plan de amortización largo y se deberá seleccionar el que mejor se adapte a las características y condiciones de trabajo de la instalación.

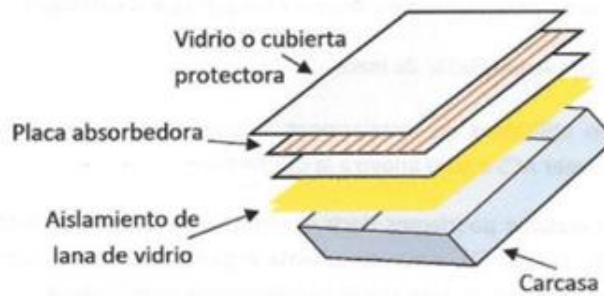


Figura 2.9 Partes de un colector solar plano

- Carcasa

Es el elemento que contiene los restantes elementos del captador, protegiéndolos de los agentes externos, tanto climatológicos como mecánicos. Debe asegurar que en la cubierta se eviten tensiones inadmisibles. Las carcasas de los colectores planos de mayor calidad utilizan como material el acero inoxidable y el aluminio. También puede usarse acero galvanizado, fibra de vidrio y materiales plásticos.

Debe cumplir las siguientes condiciones:

- Rigidez estructural: construcción adecuada para soportar, además de su propio peso, el viento o el peso de la nieve. Evitando ejercer acciones sobre otros elementos de flexión o torsión.
- Resistencia a las variaciones de temperatura: debe ser suficientemente resistente a las temperaturas extremas, como a los cambios bruscos, evitando alabeos y deformaciones que puedan provocar pérdidas de estanquidad y tensiones en los restantes componentes.
- Resistencia a la corrosión externa: por su situación expuesta, la corrosión de la carcasa es el principal riesgo de deterioro de los captadores, abriendo una puerta a la degradación de todo lo demás. Los compuestos químicos, la humedad, la radiación solar (especialmente rayos ultravioletas) son muy agresivos para los materiales de la carcasa.
- Resistencia a la corrosión interna: importante evitar la corrosión producida por la humedad que se deposita en el interior a causa de condensaciones, para la cual se facilitará su drenaje o se evitará que se produzca. Como la estanquidad total es muy complicada de conseguir se realizará un orificio de ventilación situado en la parte inferior de forma que puedan eliminarse las posibles acumulaciones de agua sin afectar al aislamiento. Estos conductos de drenaje se diseñan de forma que no puedan congelarse.

- Cubierta transparente

Es la superficie superior o tapa de la carcasa, es el primer elemento sobre el que incide la radiación solar, que es parcialmente reflejada, otra parte absorbida y el resto atraviesa la cubierta. El porcentaje de radiación que atraviesa la cubierta define la eficiencia del material que la compone, ya que la propiedad óptica de transparencia total es la más deseable.

Las funciones principales que ha de cumplir una cubierta son:

- Originar el efecto invernadero y reducir al mismo tiempo las pérdidas por convección, mejorando así el rendimiento del colector.
- Asegurar la estanquidad del colector al agua y al aire, en unión con la carcasa y las juntas.
- Proteger la superficie absorbedora de posibles daños externos.

La cubierta de transparente puede ser de vidrio, es el llamado vidrio solar, que se trata de un vidrio templado, de bajo contenido en hierro y con sus características optimizadas para disminuir la reflectividad y permitir el paso de la radiación entre 0,3 y 3 μm , pero con un coeficiente de transmisión para longitudes de onda largas superiores a 3 μm (emitidas por el absorbedor), lo más bajo posible, favoreciendo de esta manera el efecto invernadero en el interior de la placa. Algún inconveniente del vidrio es la fragilidad y su peso que obligan a usar carcasas más resistentes.

La cubierta también puede ser de plástico, especialmente en países como Alemania, por su ligereza y economía, además de su escasa fragilidad. Sin embargo, soporta mal la intemperie, especialmente la acción de los rayos ultravioletas y amarillea en general, como consecuencia de su composición orgánica. Este envejecimiento conduce al resquebrajamiento y rotura, sumando así pérdidas en el aislamiento.

Las características del material transparente frente a la radiación incidente se definen por los coeficientes de reflexión, transmisión y absorción, que corresponden a la parte de radiación incidente que es reflejada, transmitida y absorbida, y se denominan reflectancia, transmitancia y absortancia respectivamente. Su suma en tanto por uno debe ser 1.

Las pérdidas en las cubiertas o pérdidas ópticas constituyen una característica de cada cubierta transparente, se define como el producto de la transmitancia por la absortancia.

- Absorbedor

Es el elemento del captador encargado de transformar la radiación solar incidente sobre el colector en calor y transmitírselo al fluido caloportador. En la mayoría de los colectores solares el absorbedor es una placa metálica sobre la cual están soldados o embutidos los tubos por los que circula el fluido caloportador, con un recorrido más o menos sinuoso a fin de lograr la máxima

transmisión de calor entre la placa y el líquido. Por este motivo tanto la soldadura como los materiales que forman el circuito de agua y del absorbedor, han de tener un coeficiente de conductividad alto.

Hay alguna limitación, como que los captadores con absorbente de hierro no pueden ser utilizados o que cuando se utilicen captadores con absorbente de aluminio será obligatorio utilizar fluidos con un tratamiento inhibidor de los iones de cobre hierro. Estas limitaciones propician que el material más utilizado sea el cobre. La absorción y la emisividad son los dos parámetros que definen la capacidad del absorbedor.

Las pinturas de color negro absorben muy bien la radiación solar (coeficiente de absorción del orden de 0,9) pero tienen un coeficiente de emisión sensiblemente igual al coeficiente de absorción, es decir, las pérdidas por emisión de radiación son bastante elevadas y crecen rápidamente con la temperatura, por lo que estos revestimientos no son indicados para ser utilizados a altas temperaturas. Otro defecto a destacar de las pinturas es el deterioro importante que sufren por la acción continuada de la radiación ultravioleta y por la variación de temperatura entre la noche y el día.

Suelen emplearse las denominadas superficies selectivas, constituidas por metales pulimentados recubiertos por capas delgadas de pintura negra a base de óxidos de cromo, níquel, hierro, cobre o titanio. Las superficies selectivas tendrán una mayor o menor emisividad, dependiendo del metal utilizado en la aleación. Las superficies de mayor calidad están constituidas por óxidos de metal en una matriz cerámica, dentro de las cuales una de las de menor emisividad, y más utilizada por los colectores de alta calidad, es la de óxido de titanio. No se debe mezclar el cobre y el acero, para evitar la corrosión de este último.

Se distinguen diversos modelos de absorbedores en función de las tuberías que los constituyen, así tenemos absorbedores de parrillas de tubos (los más usuales) y de serpentín.

- Aislamiento posterior y lateral de la carcasa

Tiene por misión reducir las pérdidas de la energía captada a través de la carcasa, cuyo material suele tener un coeficiente de transmisión elevado al ser habitualmente metálico. Se dispone entre la carcasa y la placa absorbente en la parte posterior y lateral del colector.

Los materiales aislantes utilizados para los colectores han de cumplir unos requisitos mínimos en función de las condiciones en las que han de trabajar, que son:

- Resistencia a alta temperatura: el aislamiento debe ser capaz de resistir sin deteriorarse ni degradarse.
- Ausencia de vapores: los materiales aislantes no deben desprender vapores a altas temperaturas, por su posible toxicidad y por los efectos negativos en el recubrimiento debidos a un depósito de los mismos sobre el absorbedor o la cubierta transparente.
- Resistencia a la humedad: su rendimiento no debe alterarse por la humedad que se pueda generar dentro del colector por los orificios de ventilación o por la rotura de alguna junta de estanquidad. En el caso de utilizar materiales que, como la lana de vidrio, pierden parte de sus cualidades aislantes al estar humedecidos, deben estar cuidadosamente protegidos contra las condensaciones y la penetración accidental de agua.

2.1.5.1.1.1 Ecuación de balance de energía

Un cuerpo expuesto al sol llega, al cabo de un tiempo, a una situación de equilibrio donde la ganancia energética por radiación iguala las pérdidas térmicas por radiación, convección y conducción, en función de la temperatura. Se alcanza el denominado punto de equilibrio:

$$Q_i = Q_p \quad (E-4)$$

Si se retira parte de esta energía, que podemos llamar energía útil, se produce un nuevo punto de equilibrio:

$$Q_i = Q_p + Q_u \quad (E-5)$$

Un colector solar rompe continuamente el punto de equilibrio mediante el aprovechamiento de parte de la energía incidente. De modo que Q_p es ahora menor de lo que era anteriormente, ya que no toda la energía incidente se pierde, sino que una parte es aprovechada, se dice entonces que el cuerpo se ha convertido en un colector de energía solar térmica.

Si se desea aumentar Q_u , hay dos opciones, o bien aumentar la energía incidente o bien reducir las pérdidas térmicas. La primera opción implica mejorar el diseño y construcción del colector a fin de reducir las pérdidas. En el segundo caso consistirá en modificar el sistema de modo que la energía incidente se concentre sobre una superficie más pequeña para que al disminuir el área, la intensidad aumente. Esto es lo que hacen los colectores de concentración.

Otro factor importante es que cuanto mayor sea la diferencia de temperatura entre la temperatura de utilización y la temperatura ambiente, mayores serán también las pérdidas térmicas y por lo tanto menor la cantidad de energía útil que podremos aprovechar. Esto significa que el rendimiento disminuye a medida que la temperatura de utilización aumenta. Por ello es importante hacer trabajar a los

colectores a la temperatura más baja posible, siempre que sea compatible con la temperatura mínima necesaria para su utilización.

Al incidir en el colector la radiación electromagnética, esta, puede ser total o parcialmente absorbida, otra parte podrá ser reflejada y una última atravesar el cuerpo. La energía que contiene la radiación que es absorbida hace que el cuerpo se caliente y emita a su vez radiación, con una longitud de onda que dependerá de la temperatura de este.

La mayor parte de la radiación solar está comprendida entre 0,3 y 2,4 μm , por lo que, al ser el vidrio transparente, es decir, deja pasar a través de él la radiación electromagnética, entre 0,3 y 3 μm , la luz atravesará el vidrio sin mayor problema. Si bien una pequeña parte se reflejará en su superficie y otra será absorbida en su interior, dependiendo del espesor de este (Figura 2.10).

Después de atravesar el vidrio, la radiación llega a la superficie del absorbedor, el cual se calienta y emite a su vez radiación con una longitud de onda más o menos comprendida entre 4,5 y 7,2 μm , para la cual el vidrio es opaco.

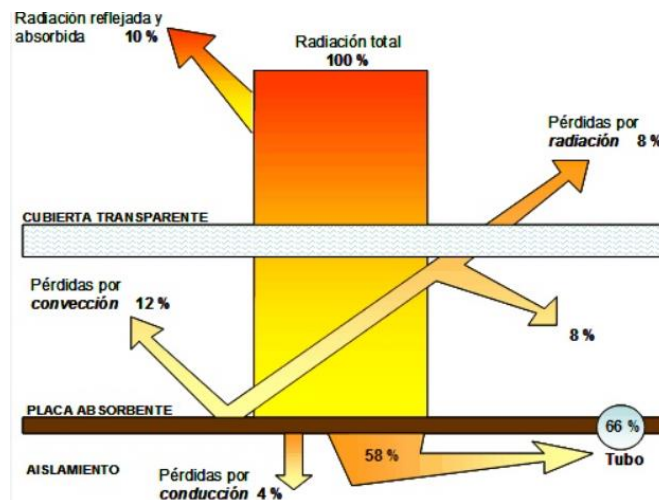


Figura 2.10 Evolución de la radiación total

Si se considera un colector expuesto al sol sin ninguna circulación de fluido en su interior, la temperatura del absorbedor se elevará progresivamente y también las pérdidas por conducción, convección y de radiación, por crecer estas con la temperatura. De tal modo que llegará a alcanzar entonces la temperatura de equilibrio estático. Si ahora se permite circular el fluido caloportador por el interior del colector, entrando por un orificio y saliendo por otro, dicho fluido al tomar contacto con la parte interior del absorbedor va aumentando de temperatura, a expensas de la energía acumulada en el absorbedor. Si se mantiene una circulación del fluido bajo condiciones estacionarias, llegará a un momento en que se volverá a alcanzar una nueva temperatura de equilibrio, llamada temperatura de equilibrio dinámica, siendo esta evidentemente más baja que la temperatura de equilibrio estática.

Esta temperatura que alcanza el fluido es siempre menor que la del absorbedor, debido a las características físicas del proceso de conducción del calor. Además, la temperatura no es igual en todos los puntos del fluido, por lo que se utilizará una temperatura media, la cual se definirá por la semisuma de las temperaturas del fluido caloportador a la entrada y a la salida.

Puede darse cuenta de que cuando el colector está funcionando deberá cumplirse que la temperatura de salida es mayor que la entrada, de lo contrario ocurriría que el absorbedor estaría perdiendo calor hacia el exterior a expensas del fluido caloportador, hecho que pudiera ocurrir si se hiciese circular el fluido por la noche o en momentos de nubosidad.

La máxima temperatura que un colector instalado puede alcanzar es la temperatura de equilibrio estática, la cual conviene conocer, ya que cuando la instalación solar esté parada esta temperatura será alcanzada, y además porque la temperatura máxima teórica de utilización siempre será inferior a la temperatura de equilibrio estático.

El valor de la energía incidente total, Q_i , será igual a la intensidad de radiación por la superficie de exposición, pero en caso de existir cubierta hay que contar con la transmitancia de esta, τ , que dejará pasar solamente una parte de dicha energía, y por otro lado con el coeficiente de absorción, α , de la placa absorbedora, es decir:

$$Q_i = I \cdot S \cdot \tau \cdot \alpha \quad (E-6)$$

Donde:

I es la radiación incidente total sobre el colector por unidad de superficie (W/m^2)

S es la superficie del colector (m^2)

τ es la transmitancia de la cubierta transparente

α es la absorptancia de la placa absorbedora

El cálculo de la energía perdida por disipación al exterior es más complejo debido a que se produce simultáneamente el de conducción, convección, y radiación. Para simplificar este hecho se recurre a englobar estas influencias en el llamado coeficiente global de pérdidas, U , el cual se mide experimentalmente y su valor es dado por el fabricante. Es una buena aproximación valorar las pérdidas por unidad de superficie proporcionales a la diferencia entre la temperatura media de la placa absorbedora y la del ambiente.

$$Q_p = S \cdot U \cdot (T_m - T_a) \quad (E-7)$$

Donde:

S es la superficie del colector (m^2)

U es el coeficiente global de pérdidas ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

T_m es la temperatura media de la placa absorbidora ($^\circ C$)

T_a es la temperatura ambiente ($^\circ C$)

Por lo que la ecuación inicial del balance energético queda del siguiente modo:

$$Q_u = S \cdot [I \cdot (\tau \cdot \alpha) - U \cdot (T_m - T_a)] \quad (E-8)$$

La temperatura media de la placa absorbente T_m no puede calcularse de manera simple. Para conocerla con precisión hay que medirla directamente mediante una serie de sensores térmicos convenientemente distribuidos. Una forma muy sencilla es hallar la media de las temperaturas de dicho fluido a la entrada y a la salida del colector. La simplificación habitual es considerar toda la placa a la temperatura de entrada del colector, dado que puede conocerse fácilmente instalando un termómetro a la entrada del conducto. Esta simplificación es debida a que no todo el calor absorbido en la superficie absorbidora pasa al fluido para transformarse en energía térmica útil.

De esta manera aparecerá un nuevo factor corrector, llamado “Factor de evacuación de calor” o coeficiente transporte de calor, F_R , que siempre será menor que la unidad. Este factor se define como el cociente entre el calor real transferido y el máximo posible.

$$F_R = \frac{[I \cdot (\tau \cdot \alpha) - U \cdot (T_m - T_a)]}{[I \cdot (\tau \cdot \alpha) - U \cdot (T_e - T_a)]} \quad (E-9)$$

La expresión quedaría entonces de la siguiente forma:

$$Q_u = S \cdot F_R \cdot [I \cdot (\tau \cdot \alpha) - U \cdot (T_m - T_a)] \quad (E-10)$$

O si aplicamos la ecuación de Bliss:

$$U_L = F_R \cdot U \quad (E-11)$$

$$Q_u = S \cdot [F_R \cdot I \cdot (\tau \cdot \alpha) - U_L \cdot (T_m - T_a)] \quad (E-12)$$

El rendimiento de un captador solar se define como el cociente entre la cantidad de energía que se obtiene y la energía solar incidente:

$$\eta = \frac{Q_u}{S \cdot I} \quad (E-13)$$

$$\eta = F_R \cdot ((\tau \cdot \alpha)_N - U_L \cdot \left[\frac{T_m - T_a}{I} \right]) \quad (E-14)$$

La representación gráfica de la expresión del rendimiento de un captador solar se realiza situando en el eje vertical el rendimiento y en el eje horizontal los valores de

$\frac{T_m - T_a}{I}$. Suponiendo $(\tau \cdot \alpha)_N$ y U_L constantes la ecuación de esta curva característica puede asimilarse a una recta (Figura 2.11). En esta figura se muestra un captador A con mejor rendimiento que el captador B.

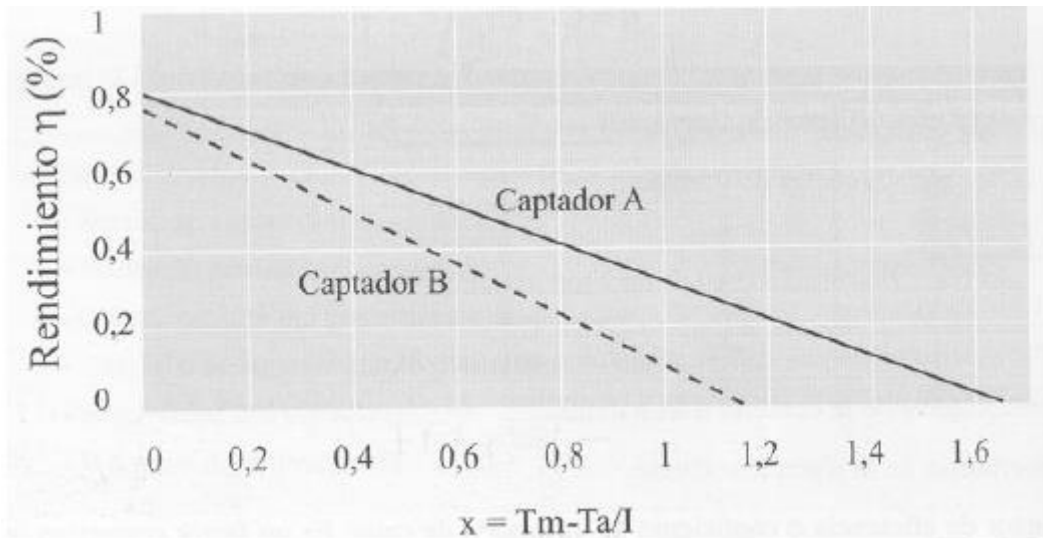


Figura 2.11 Gráfica de rendimiento de un captador solar

Los parámetros fundamentales de un captador solar son:

- $F_R (\tau \cdot \alpha)_N$: es la ordenada en el origen, indica el rendimiento del captador considerando solamente el valor de las pérdidas ópticas, es adimensional.
- $F_R \cdot U_L$: representa la pendiente de la recta y define las pérdidas térmicas que dependen de la temperatura de entrada del fluido al captador, normalmente se denomina como U_0 .

De la ecuación de rendimiento se deduce inmediatamente que cuanto mayor sea el factor de eficiencia óptica de un captador y menor su coeficiente global de pérdidas, mejor será su rendimiento.

2.1.5.1.1.2 Estructura soporte

Los captadores se deben montar sobre algún tipo de estructura base o soporte, que permita fijar el panel a la estructura del edificio de manera segura, además de mantener la posición e inclinación marcada (Figura 2.12).

Los captadores solares han de montarse de forma que aprovechen al máximo la radiación solar, por lo que se orientarán hacia el sur geográfico (en el hemisferio norte) y con una inclinación respecto de la horizontal aproximadamente igual a la latitud del lugar. Desviaciones de hasta 20° hacia el SE o SO con respecto a la orientación sur no afectan sensiblemente al rendimiento y a la energía térmica aportada por el equipo solar.

No obstante, desviaciones superiores de orientación e inclinación a las señaladas han de compensarse con mayor superficie de captadores.

Se ha de procurar que la radiación solar incida perpendicularmente sobre la superficie del captador al mediodía solar, si bien la inclinación elegida dependerá del uso previsto de la instalación. Variaciones de más menos 10° con respecto al ángulo de inclinación óptimo no afectan sensiblemente al rendimiento y a la energía térmica aportada por el equipo.

- **Instalación sobre superficies horizontales**
Sera necesario construir una estructura auxiliar metálica anclada al resto de la estructura, o cimentada cuando se trata de superficie libre, sobre la que se montarán los captadores y parte del circuito hidráulico que corresponda. Se trata de estructuras ligeras y con escasas solicitaciones.
- **Superposición arquitectónica**
Se considera que existe superposición arquitectónica cuando la colocación de los captadores se realiza paralela a la envolvente del edificio, con el fin de favorecer la autolimpieza de los módulos.
La superposición es muy habitual en las cubiertas inclinadas, donde su instalación habitualmente supone la misma inclinación con la cubierta. Suele usarse para viviendas unifamiliares, para su instalación se levantan unas tejas de las cuatro esquinas donde se van a instalar los anclajes de sujeción.
- **Integración arquitectónica**
Ocurre cuando los módulos cumplen una doble función energética y arquitectónica y, además, sustituyen elementos constructivos convencionales o son elementos constituyentes de la composición arquitectónica.

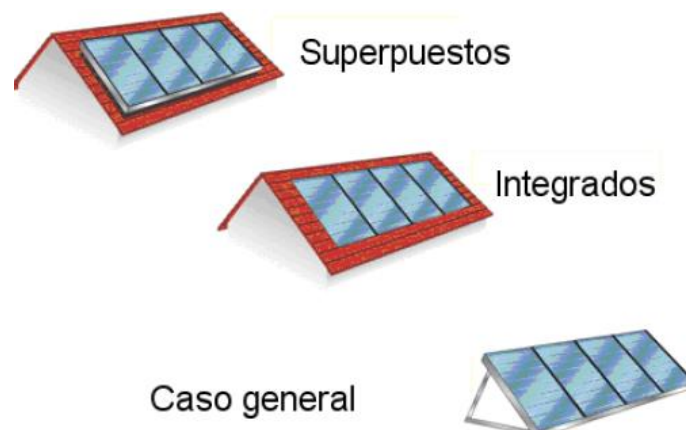


Figura 2.12 Colocación de captadores solares

2.1.5.1.1.3 Fluido de trabajo

El fluido de trabajo tiene por función absorber la energía que recibe el captador para cederla posteriormente al acumulador.

Los fluidos utilizados para esta función deben ser resistentes a las temperaturas de trabajo, tener un calor específico elevado y una buena conductividad térmica, para realizar de manera eficaz el transporte y la transferencia de calor, no ser tóxicos y tener un coste bajo.

El agua es un excelente fluido para este trabajo, aunque puede presentar dos problemas, congelación y corrosión, por lo que se empleará agua mezclada con anticongelantes. El anticongelante más utilizado actualmente es el glicol o sus derivados, etilenglicol y propilenglicol. Para realizar esto es necesario incorporar un intercambiador de calor entre el circuito de colectores y el depósito de acumulación para evitar la mezcla del agua de red con la mezcla de agua con anticongelante.

Por otro lado, para evitar la congelación también puede drenarse los colectores, lo que exigiría una válvula de descarga, por donde saldría el líquido que estamos drenando y llenándose de aire a través de la válvula de venteo.

2.1.5.1.2. Colectores de tubos de vacío

Cuando una placa solar tiene aire en su interior, además de las pérdidas por la radiación debido a su temperatura, aparece otra pérdida por convección a través del gas, que tiene una diferencia de temperatura entre la superficie captadora y la cubierta transparente.

Esta pérdida puede salvarse si se hace el vacío en el interior del colector. Esta técnica reduce las pérdidas termodinámicas por conducción y por convección a menos del 5%.

Cada uno de los tubos contiene un absorbedor (generalmente una plancha de metal negro), el cual capta la energía solar y la transfiere a un fluido caloportador. Con esta tecnología se pueden conseguir temperaturas por encima de los 100°C (Figura 2.13). De esta manera, este tipo de colectores resultan particularmente apropiados para aplicaciones de alta temperatura, siendo en climatización la posibilidad de utilizar esta energía térmica como fuente de calor para poder producir frío a través de una máquina de absorción.

El problema de estos dispositivos es que, al tener que mover el fluido por todos los tubos para que se caliente, hay una elevada pérdida de carga, ya que además en las instalaciones solares, los diámetros de tubo suelen ser pequeños.



Figura 2.13 Placa solar compuesta por tubos de vacío.

En la figura 2.14 se representa el esquema de un tubo de vacío donde puede verse la carcasa, el sello de vacío y un corte donde se aprecian los tubos de circulación del fluido.

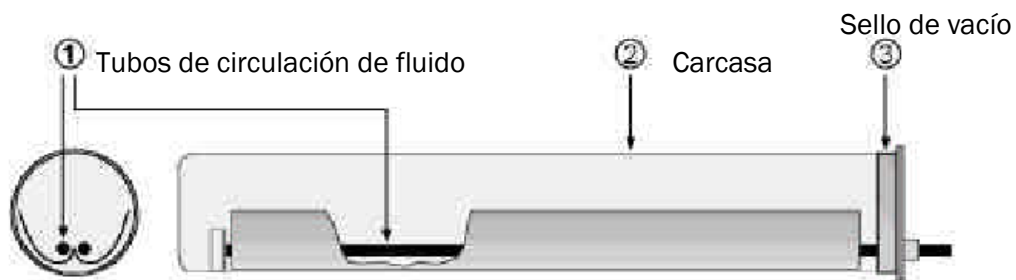


Figura 2.14 Esquema de un tubo de vacío.

En la figura 2.15 se presenta un detalle constructivo de tubos de vacío en donde podemos ver que el fluido circula por dos tubos concéntricos, unidos a una superficie que actúa como absorbedor, entrando por el tubo interior y saliendo por la corona circular.



Figura 2.15 Estructura de los elementos de circulación y captación de un tubo de vacío.

2.1.5.1.3. Colectores de alto vacío

Heat Pipe, al igual que la anterior, dispone de un colector principal en la parte superior. Este sistema se basa en el cambio de fase de gas a líquido dentro de cada tubo para transmitir la energía a un segundo circuito de líquido de transporte. Dentro de tubos de cobre se encuentra encerrado un líquido alcohólico con un bajo punto de ebullición que, al calentarse por el sol, hierve cambiando de estado a gas. El gas se eleva hacia la parte superior donde se condensa al entrar en contacto con otro líquido a menor temperatura gracias al proceso de convección cediendo energía térmica al segundo. El líquido condensado cae de nuevo en la parte baja del tubo por gravedad para volver a empezar el ciclo.

La denominación de tubos de alto vacío hace referencia a que existen varias zonas donde se precisa hacer vacío.

El esquema de un tubo de alto vacío como puede apreciarse en la foto 2.16 consta de una carcasa, una posterior zona se hace vacío, un absorbedor, tubos de calor, el medio absorbedor y una última zona de vacío.

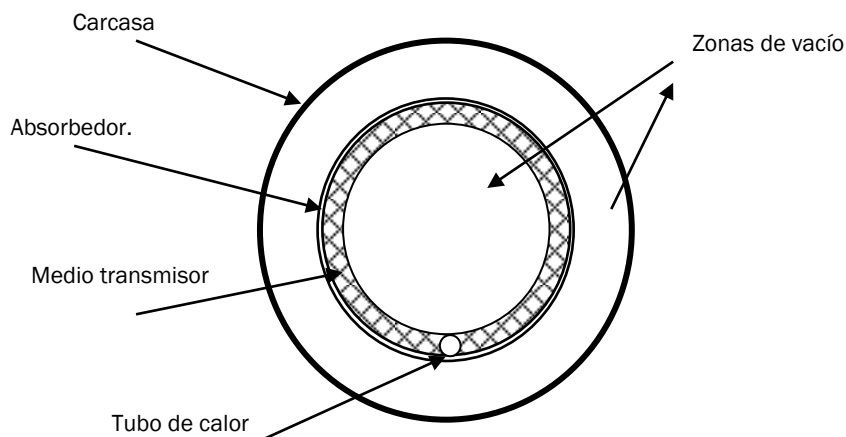


Figura 2.16 Esquema básico de un tubo de alto vacío.

La figura 2.17 ilustra la estructura real de un dispositivo de alto vacío y las distintas partes que lo componen. Es importante resaltar que el absorbedor se presenta como un tubo de color negro en su superficie exterior, mientras que en su interior actúa como un absorbedor altamente efectivo, reflejando la radiación y proporcionando un aislamiento radiante adicional.

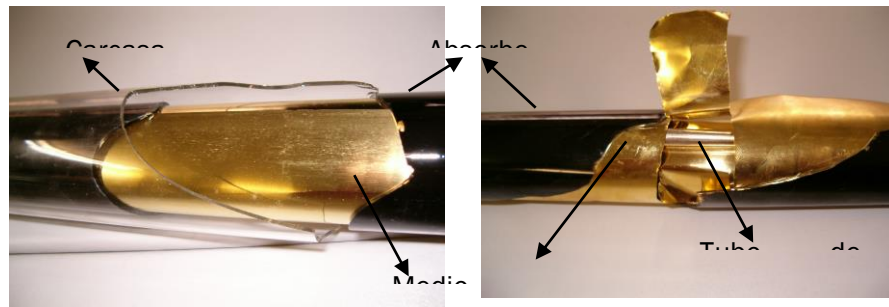


Figura 2.17 Estructura de un tubo de alto vacío.

Además, es crucial tener en cuenta que, antes de cargar el fluido de trabajo en la estructura, es necesario realizar un vaciado previo para evitar la presencia de gases no condensables en el interior del tubo de calor. De esta forma, se garantiza el correcto funcionamiento del dispositivo y se evita la posible interferencia de dichos gases en el proceso.

En la figura 2.18 se muestra una vista interna de un tubo termosifónico de alto vacío, en la que se puede observar claramente la sección responsable de la condensación del calor y la generación de calor del fluido que circula por el circuito, ya sea agua o glicol. Esta perspectiva permite una comparación directa con la sección del tubo de vacío convencional, por donde el fluido entra y sale del sistema.

Es importante destacar que el diseño del tubo de alto vacío termosifónico ofrece ventajas significativas en términos de eficiencia y rendimiento en comparación con los tubos de vacío convencionales. Además, al permitir la circulación natural del fluido en lugar de utilizar bombas, se elimina la necesidad de energía adicional y se reduce el riesgo de fallas en el sistema.

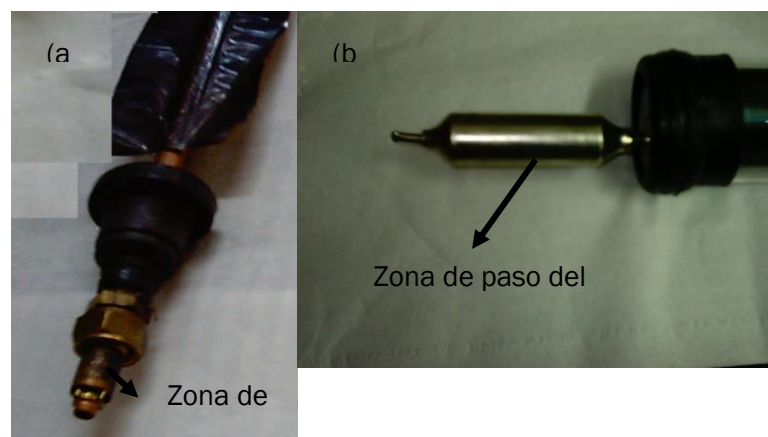


Figura 2.18 - Sistemas de circulación del fluido en un tubo de vacío (a) y en el de alto vacío (b).

Además de estas estructuras, pueden utilizarse sistemas de concentración, cilíndricos (o parabólicos), esféricos (Figura 2.19) y campos de helióstatos (Figura 2.20), que permiten concentrar la radiación en foco y conseguir en el foco una

temperatura elevada que aumenta el campo de aplicación de los captadores solares.



Figura 2.19 cilindros parabólicos



Figura 2.20 Campo de helióstato

2.1.5.1.4. Acoplamiento de colectores

- Acoplamiento en serie

Tiene como consecuencia un aumento de la temperatura del agua, a costa de disminuir el rendimiento de la instalación, debido que, al ir pasando el fluido de un colector a otro, la temperatura de entrada en cada uno va aumentando y por lo tanto disminuyendo la eficacia global del sistema como se puede apreciar en la fórmula de rendimiento.

Esto es por lo que no son muchas las veces que se tiende a esta solución, sólo en algunas aplicaciones en las que es necesaria una temperatura superior a la de los 50°C.

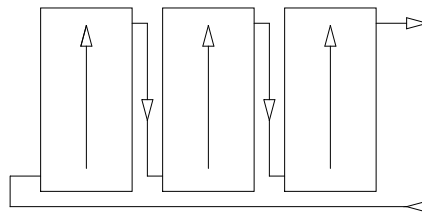


Figura 2.21 Conexión en serie

- Colectores acoplados en paralelo

El número de captadores que pueden conectarse en paralelo tendrá en cuenta las limitaciones del fabricante, debiéndose instalar válvulas de cierre en la entrada y salida de las distintas baterías de captadores y entre las bombas, de manera que puedan utilizarse para aislamiento de estos componentes en labores de mantenimiento, sustitución, etc.

En caso de disponerse en varias filas, colocarse estas también en paralelo, de cualquier forma, estas deberán tener el mismo número de unidades y estar colocadas paralelas horizontales y bien alineados entre sí.

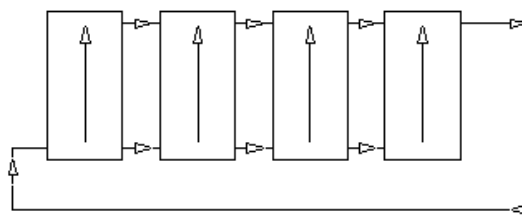


Figura 2.22 Conexión en paralelo

La colocación del campo de colectores debe asegurar que el recorrido hidráulico sea el mismo para todos los colectores, de no ser así, los saltos térmicos de los colectores serían diferentes de unos a otros, reduciéndose el rendimiento global de la instalación. A fin de garantizar el equilibrio hidráulico es necesario disponer las conexiones de los colectores entre sí de forma que se realice el llamado retorno invertido (figura 2.23).

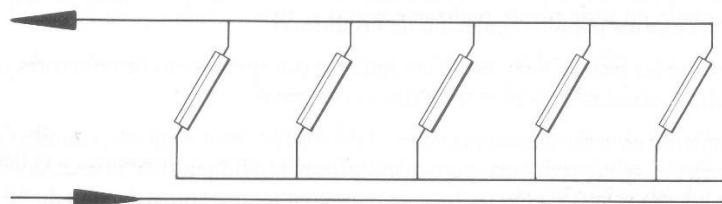


Figura 2.23 Esquema de conexionado conocido como retorno invertido

El caudal de los colectores no debe bajar de los 0,8 litros por metro cuadrado y por minuto, así se asegura un coeficiente de transmisión de calor adecuado entre el absorbedor y el fluido, un valor óptimo situaría al caudal alrededor de 1 litro por metro cuadrado y minuto.

La longitud del circuito debe ser la más reducida posible para paliar las posibles pérdidas hidráulicas y de calor en el mismo, además de intentar disminuir las pérdidas de calor e hidráulicas en todos los accesorios añadidos al circuito. No hay que olvidar que el diseño debe permitir montar y desmontar los colectores.

2.1.5.1.5. Pérdidas por sombras y pérdidas por orientación e inclinación

- Pérdidas por sombras

Son las pérdidas que tiene una instalación solar debido a las sombras circundantes. Tales pérdidas se expresan como porcentaje de la radiación solar global que incidiría sobre la mencionada superficie.

El procedimiento consiste en la comparación del perfil de obstáculos que afecta a la superficie de estudio con el diagrama de trayectorias del sol (Figura 2.24).

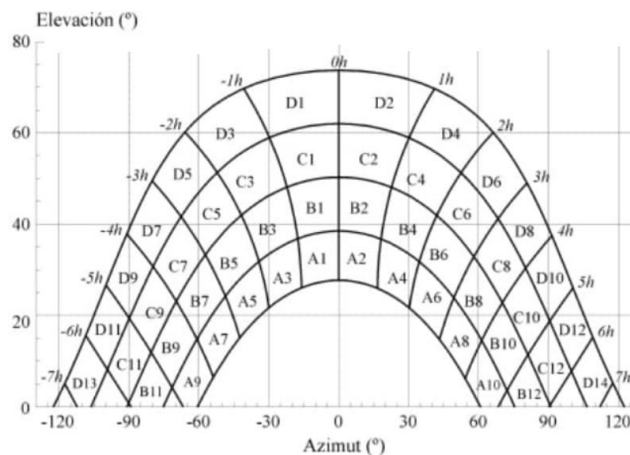


Figura 2.24 Diagrama de pérdidas por sombras

Cada una de las porciones de la figura anterior representa el recorrido del Sol en un cierto periodo de tiempo (una hora a lo largo de varios días) y tiene, por tanto, una determinada contribución a la irradiación solar global anual que incide sobre la superficie de estudio. Así, el hecho de que un obstáculo cubra una de las porciones supone una cierta pérdida de irradiación, en particular aquella que resulte interceptada por el obstáculo.

- Pérdidas por orientación e inclinación

Se determinarán los límites de orientación e inclinación de los módulos de acuerdo con las pérdidas máximas permisibles (Figura 2.25).

Estas pérdidas se calculan en función del ángulo de inclinación β (ángulo que forma la superficie de los módulos con el plano horizontal) y el ángulo

acimut α , (ángulo entre la proyección sobre el plano horizontal de la normal a la superficie del módulo y el meridiano del lugar).

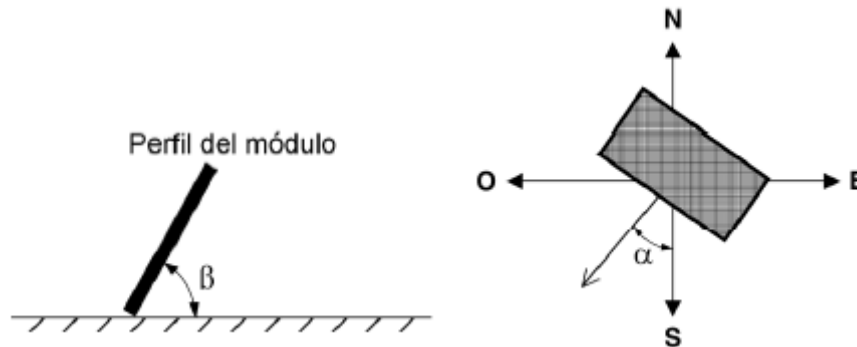


Figura 2.25 Pérdidas por orientación e inclinación

2.1.5.2. Sistema de intercambio

El intercambiador transfiere el calor del fluido caloportador del circuito primario al agua del circuito secundario que comunica con el acumulador de inercia. Entre los elementos que pertenecen a este grupo está el intercambiador, tuberías, válvulas y demás piezas que forman parte integrante del sistema de transporte del calor.

Los intercambiadores pueden ser independientes del depósito de acumulación, se situarán en una posición exterior y podrán ser de dos tipos, de placas, los más habituales, y de haz de tubos. Se necesita disponer de una segunda bomba de circulación para el circuito secundario entre el intercambiador y el depósito. Tienen la ventaja de su alto rendimiento de intercambio, logrando un sistema más eficiente y un diseño a la medida de las necesidades, al estar desvinculados del volumen de acumulación. Como inconvenientes se pueden mencionar una mayor pérdida de carga en el circuito y un coste más elevado.

Los intercambiadores incorporados en el acumulador (interacumulador), pueden ser de dos tipos, de doble envolvente o de serpentín. Los de doble envolvente son los más económicos y tienen la ventaja de una baja pérdida de carga, pero su rendimiento es bajo, por lo que solo pueden ser utilizados en bajas instalaciones. Los de serpentín tienen un coste superior y una mayor pérdida de carga, por otro lado, su rendimiento también es superior.

La eficacia del intercambiador tendrá un valor comprendido entre 0 y 1, si los caudales que circulan por ambos lados son constantes su eficacia podrá considerarse prácticamente igual y dependerá solamente de la configuración geométrica del intercambiador.

La eficacia del intercambiador afecta al rendimiento de la instalación solar, cuanto más baja sea, peor será la transmisión de calor entre los colectores y el del acumulador, lo que supondría una mayor temperatura media del fluido caloportador y peor rendimiento de los colectores.

Para el dimensionado de intercambiador se pueden utilizar los métodos convencionales del DMLT o NUT, estableciendo los correspondientes parámetros adimensionales que intervienen en cada método.

Un correcto diseño del sistema exige un valor de la eficacia como mínimo de 0,7, cuanto menor sea esta, mayor será la temperatura con la que el fluido caloportador vuelve a los colectores, haciendo disminuir el rendimiento de estos y, por tanto, el de la instalación.

2.1.5.3. Sistema de acumulación

El almacenamiento de la energía térmica procedente de los captadores solares se realiza en forma de agua caliente en depósitos de acumulación. Su misión es independizar el suministro de calor del consumo, porque la máxima aportación energética solar no suele coincidir con su demanda, adecuando de esta manera la disponibilidad a la necesidad.

El calentamiento del agua se realiza mediante intercambiadores de calor, que deben ser exteriores o estar incorporados en el interior de los acumuladores, resultando así de 2 tipos principales:

- Depósito sin intercambiador incorporado. En este caso, el calentamiento del agua acumulada se produce en el exterior del depósito, mediante su recirculación a través de un intercambiador de calor externo.
- Depósito con intercambiador incorporado o interacumulador. El calentamiento y la acumulación del agua se producen en el mismo depósito, que incorpora su propio intercambiador. Se pueden distinguir dos tipos de interacumuladores:
 - Interacumulador de doble envolvente: acumulador de agua caliente cuyo intercambiador de calor está constituido por una doble envolvente que rodea el depósito, dentro de la cual circula el fluido del circuito primario.
 - Interacumulador de serpentín: acumulador de agua caliente cuyo intercambiador de calor está formado por un tubo curvado en espiral o serpentín, por el interior del cual circula el fluido del circuito primario. Algunos acumuladores pueden disponer de más de un serpentín de calentamiento.

La configuración vertical tiene como objetivo conseguir la estratificación de temperaturas en el interior del depósito, como puede verse en la figura 2.26, permitiendo un suministro instantáneo de agua sin necesidad de que todo el depósito esté a la temperatura establecida, contribuyendo también a un mejor rendimiento de los captadores solares, ya que la diferencia de temperaturas de intercambio es mayor. Estas ventajas compensan la relativa a un factor de forma poco adecuado en relación con las pérdidas térmicas.

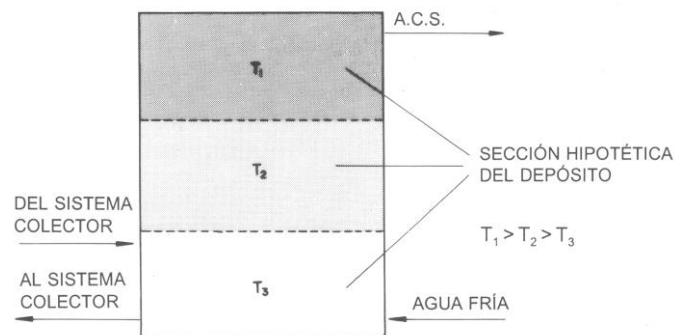


Figura 2.26 Estratificación del agua en el acumulador

2.1.5.4. Sistema de transporte

Su cometido es transportar el fluido caliente desde los captadores hasta el depósito de almacenamiento para su posterior consumo, minimizando las pérdidas térmicas en el camino. Dependiendo de las necesidades y condicionantes que afecten a la instalación, tales como condiciones climáticas o emplazamiento de la instalación en la vivienda, existen diferentes circuitos de distribución.

- Instalaciones de circuito abierto (Figura 2.27). Estos sistemas transfieren directamente el agua caliente al depósito de acumulación. El agua calentada en el captador disminuye su densidad y se desplaza hacia la parte superior hasta llegar al acumulador. El depósito vacía una cantidad equivalente de agua fría que se dirige al captador. Estos sistemas son sencillos de fabricar e instalar, siendo los más económicos y con gran rendimiento energético. Suele emplearse en zonas cálidas donde no hiela a lo largo del año debido a que el agua al congelarse aumenta su tamaño pudiendo ocasionar daños en la instalación y, vaciar el circuito incrementa el riesgo de corrosión. Al ser un circuito abierto no se puede utilizar anticongelante ni materiales que puedan contaminar el agua. En zonas donde el agua contiene altas cantidades de sales pueden formarse incrustaciones que causen obstrucciones en los conductos de los paneles reduciendo el rendimiento del sistema. Para evitar estos problemas se emplean:

- Filtros de protección autolimpiantes para retener las partículas extrañas que pueda contener el agua.
- Para las incrustaciones se utiliza un inhibidor hidrodinámico que dosifica un producto químico preparado que no precisa de manipulación o descalcificadoras de agua.
- Para la corrosión se emplean materiales resistentes a la corrosión, como el acero inoxidable o acero al carbono revestidos con sistemas de vitrificados, pintura epoxi o galvanizados en caliente, puede tratarse el agua añadiendo un inhibidor

hidrodinámico que dosifica un producto químico preparado que no precisa de manipulación.

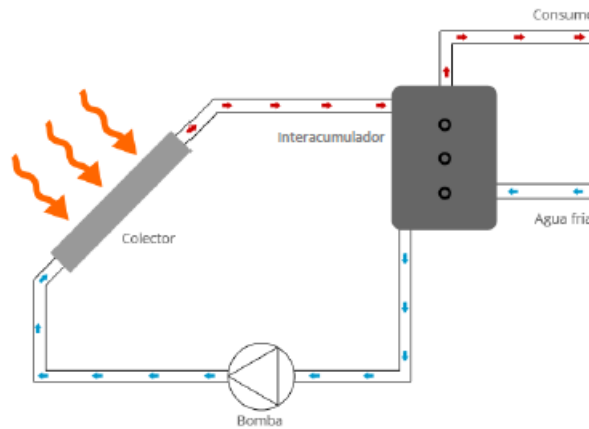


Figura 2.27 Esquema de instalación de circuito abierto

- Instalaciones de circuito cerrado (Figura 2.28). En este caso, el fluido caloportador no es agua, sino un fluido especial anticongelante. De manera que este sistema puede funcionar incluso durante periodo de heladas. Este sistema funciona mediante dos circuitos separados, el primario en el que se encuentra el captador con el fluido anticongelante y el secundario donde se encuentra el acumulador. Un intercambiador transmite el calor del circuito primario al secundario evitando que ambos líquidos puedan mezclarse. Existen dos configuraciones, intercambiadores externos o interacumuladores:

- Los exteriores se utilizan en instalaciones con grandes depósitos de almacenamiento, a partir de 3000 litros, ya que son más económicos y presentan un mejor rendimiento que los interacumuladores. El intercambio se produce con ambos fluidos en movimiento, el sentido de la circulación de los fluidos puede ser el mismo o contracorriente, siendo los del segundo tipo los más eficaces.

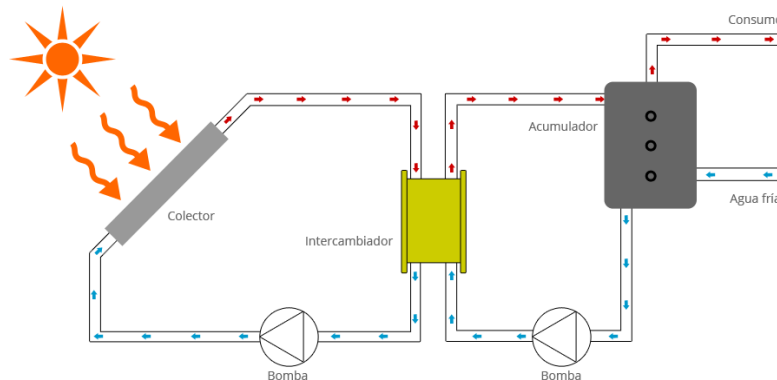


Figura 2.28 Esquema de instalación de circuito cerrado

- Los interacumuladores se utilizan en pequeñas instalaciones, ya que la pérdida de carga es inferior que en los intercambiadores externos. El intercambiador se encuentra alojado en el interior del acumulador, lo que permite eliminar el circuito secundario, simplificando el sistema. Pueden ser:
 - De serpentín. El fluido caloportador es impulsado mediante una circulación forzosa por un tubo enrollado en forma de espiral situado en la parte inferior del acumulador, como el mostrado en la figura 2.29.

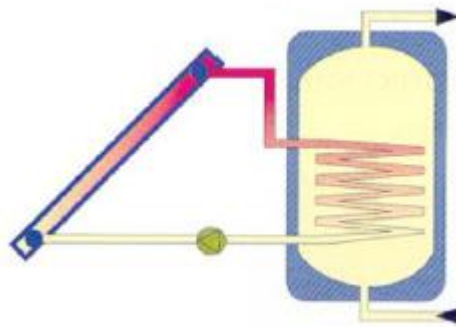


Figura 2.29 Depósito con serpentín incorporado

- De doble envolvente. Es el más usado en los equipos compactos, el fluido circula alrededor del depósito acumulador en una capa cilíndrica concéntrica, como puede verse en la figura 2.30.

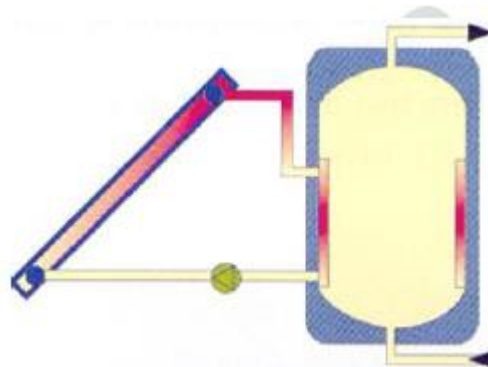


Figura 1.30 Depósito de doble envolvente

- Circulación forzada de agua. Se incorpora una bomba de impulsión en el circuito, mejorando la eficiencia de la instalación, con el objetivo de acelerar el proceso de circulación del fluido reduciendo parte de las pérdidas de las caloríficas ganadas en el proceso de distribución. Además, permite regular la circulación interrumpiendo la transferencia de agua cuando el agua de los captadores no circule más caliente que la que se encuentra en el depósito.

Este sistema es muy común en climas fríos en instalaciones de cualquier tamaño. Hay que tener en cuenta que para su funcionamiento necesita aporte eléctrico exterior.

- Circulación natural o con termosifón. Su funcionamiento se basa en la circulación natural del agua, tiende a ascender cuando aumenta su temperatura. Su uso se limita a instalaciones de pequeño tamaño en climas cálidos.



Figura 2.31 Colector solar con termosifón

2.1.5.5. Sistema de regulación y control

El sistema de control asegurara el correcto funcionamiento de las instalaciones, procurando obtener un buen aprovechamiento de la energía solar captada y asegurando un uso adecuado de la energía auxiliar. El sistema de regulación y control comprenderá el control de funcionamiento de los circuitos y los sistemas de protección y seguridad contra sobrecalentamientos, heladas etc.

En circulación forzada, el control de funcionamiento normal de las bombas del circuito de captadores deberá ser siempre de tipo diferencial y, en caso de que exista un depósito de acumulación solar, deberá actuar en función de la diferencia entre la temperatura del fluido portador en la salida de la batería de los captadores y la del depósito de acumulación. El sistema de control actuará y estará ajustado de manera que las bombas no estén en marcha cuando la diferencia de temperaturas sea menor de 2°C y no estén paradas cuando la diferencia sea mayor de 7°C . La diferencia de temperaturas entre los puntos de arranque y de parada de termostato diferencial no será menor de 2°C .

Las sondas de temperatura para el control diferencial se colocarán en la parte superior de los captadores de forma que representen la máxima temperatura del circuito de captación. El sensor de temperatura de la acumulación se colocará preferentemente en la parte inferior de una zona no influenciada por la circulación del circuito secundario o por el calentamiento del intercambiador si este estuviera incorporado.

El sistema de control asegurará que en ningún caso se alcancen temperaturas superiores a las máximas soportadas por los materiales, componentes y tratamientos de los circuitos. De la misma manera asegurará que en ningún punto la temperatura del fluido de trabajo descienda por debajo de una temperatura 3°C superior a la de congelación del fluido.

En general, para realizar una correcta regulación diferencial habrá que realizar una lectura entre la zona más caliente del circuito primario y la zona más fría del acumulador. La zona más caliente de circuito primario es la parte superior de los colectores, la parte más fría es la zona inferior del acumulador, zonas donde deben situarse los sensores de temperatura, ya que la diferencia de temperaturas necesaria para transferir energía se establecerá primariamente entre estos dos puntos.

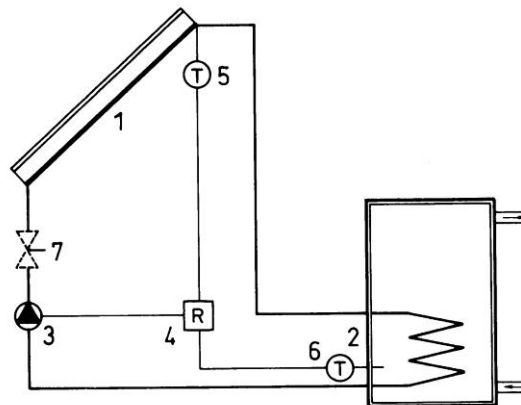


Figura 2.32 - Regulación por termostato diferencial actuando sobre bomba. 1 colector, 2 intercambiador, 3 bomba, 4 regulador diferencial, 5 y 6 sonda de temperatura, 7 válvula de estrangulación

2.1.5.6. Sistema de energía de apoyo

Se debe disponer de un equipo de energía convencional auxiliar que se utiliza para complementar la contribución solar suministrando la energía necesaria para cubrir la demanda prevista, y garantizando la continuidad del suministro de agua caliente en los casos de escasa radiación solar o de una demanda superior a la prevista.

El sistema auxiliar se diseña para cubrir el servicio como si no se dispusiera del sistema solar. Solo entrará en funcionamiento cuando sea estrictamente necesario y de forma que se aproveche lo máximo posible la energía extraída del campo de captación.

Los sistemas de apoyo generalmente suelen estar basados en energías convencionales.

- Eléctricos: sobre todo para equipos pequeños, en los que la energía se suministra dentro del acumulador mediante una resistencia.

- Calderas de gas o gasóleo: pueden provenir de las instalaciones preexistentes (adecuadamente modificadas) o bien realizarse de modo simultáneo a la instalación solar. Los sistemas de apoyo basados en el gas natural son los más ventajosos desde el punto de vista económico y ambiental.

En cualquier caso, siempre será necesario que exista un mecanismo de control adecuado que gestione correctamente la instalación, con el fin de reducir al máximo la entrada en funcionamiento del sistema de energía de apoyo.

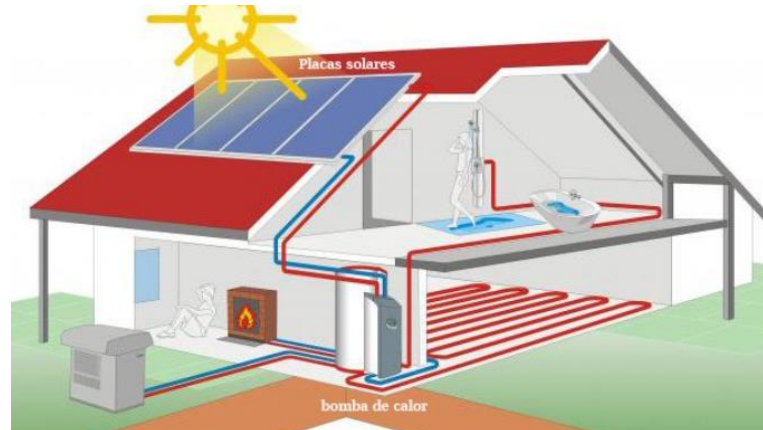


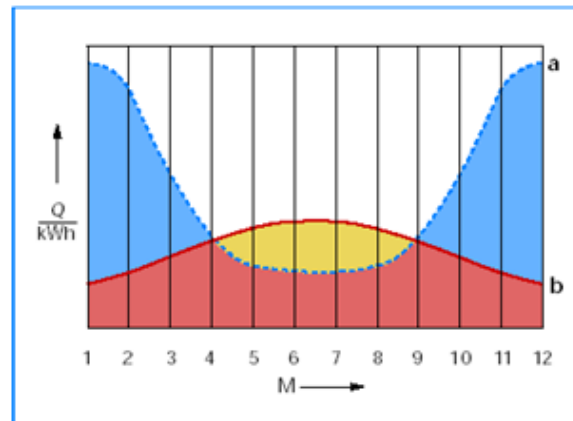
Figura 2.33 Ejemplo de colector solar con un sistema auxiliar de bomba de calor geotérmica

2.1.6. Aplicación para el ACS

Se trata de la principal aplicación de la energía solar térmica, el Agua Caliente Sanitaria (ACS) se utiliza tanto en el sector doméstico como en el sector servicios.

La contribución solar (el porcentaje de ACS que se obtendrá por medios solares) dependerá de la zona climática donde nos encontremos y de la época del año.

En los meses de verano podremos obtener, según la ubicación, contribuciones solares cercanas al 100% de las necesidades. Obviamente en los meses de invierno el rendimiento de la instalación puede bajar ostensiblemente. En nuestro país es fácil obtener contribuciones solares anuales del 60%. Se puede comprobar en la gráfica de la figura 2.34 que se expone a continuación, donde la contribución solar en los meses de verano hay un exceso de energía solar, mientras que en los meses de invierno no se cubren las características.



- Leyenda
- a Demanda de energía
 - b Energía solar disponible
 - M Mes
 - Q Energía térmica
 - Exceso de energía solar (aprovechable p.e. para la piscina)
 - Energía solar aprovechada (cobertura solar)
 - Energía demandada no cubierta (Apoyo)

Figura 3.34 Energía disponible de un sistema solar en relación con la demanda de energía anual para la producción de ACS y apoyo a la calefacción.

Con el calor recibido por el Sol durante el día, se calentará agua y se almacenará, así podrá consumirse incluso en las horas nocturnas.

Actuar de acuerdo con un respeto al medio ambiente implica no diseñar una instalación solamente para la producción de agua caliente sino también para dar apoyo a la instalación de calefacción. Sin embargo, el sistema solar sólo puede proporcionar energía cuando la temperatura de retorno de la calefacción es menor que la temperatura en los colectores solares. Por tanto, los sistemas ideales son los de baja temperatura.

La razón por la que la producción de agua caliente sanitaria por medio de energía solar es la aplicación que mejor se adapta a las características de esta, se debe a que el rango de temperaturas que son necesarias alcanzar, entre 40 °C y 50 °C, coincide con las de mayor eficacia de los colectores de energía solar. Además, es una necesidad que debe ser satisfecha durante los doce meses del año, por lo que la inversión en el sistema se rentabilizará más rápidamente que en el caso de aplicaciones estacionales, como puede ser la calefacción en invierno, o el calentamiento de piscinas en verano.

2.2. Aerotermia

La aerotermia es una tecnología que permite aprovechar la energía térmica contenida en el aire para climatizar edificios y producir agua caliente sanitaria. Se

trata de una tecnología altamente eficiente y respetuosa con el medio ambiente, ya que no produce emisiones de gases contaminantes como el dióxido de carbono, el óxido de nitrógeno o el dióxido de azufre, que contribuyen al cambio climático y a la contaminación atmosférica y utiliza una fuente de energía renovable y gratuita, el aire, lo que la convierte en una alternativa sostenible y económicamente rentable a largo plazo.

Además, la aerotermia es una tecnología versátil que se puede utilizar en diferentes tipos de edificios y climas, desde viviendas unifamiliares hasta grandes edificios comerciales y residenciales, lo que la convierte en una solución ideal para la generación de energía térmica en zonas urbanas y rurales.

La aerotermia se basa en el principio de la bomba de calor, que consiste en aprovechar la energía térmica contenida en un medio para transferirla a otro medio a través de un ciclo termodinámico. En el caso de la aerotermia, el aire se capta a través de un evaporador y se somete a un proceso de compresión para aumentar su temperatura y transferir la energía térmica a un circuito de agua.

Una de las principales ventajas de la aerotermia es su alta eficiencia energética. Según los estudios realizados, la aerotermia puede llegar a ser hasta un 75% más eficiente que los sistemas de calefacción convencionales que utilizan combustibles fósiles, como el gas o el gasóleo. Esto se debe a que la aerotermia no consume energía para producir calor. Además, la aerotermia es capaz de proporcionar calor incluso a bajas temperaturas, lo que la convierte en una solución ideal para climas fríos.

Otra ventaja de la aerotermia es su facilidad de instalación y mantenimiento. A diferencia de otros sistemas de calefacción y refrigeración, la aerotermia no requiere la instalación de chimeneas, calderas o tanques de almacenamiento de combustible, lo que reduce los costes de instalación y mejora la estética de los edificios. Además, la aerotermia requiere un mantenimiento mínimo, ya que no tiene piezas móviles y su vida útil es larga.

La aerotermia también tiene un impacto positivo en la economía local, ya que promueve el desarrollo de la industria local de fabricación, instalación y mantenimiento de sistemas de aerotermia. Además, al reducir la dependencia de los combustibles fósiles importados, la aerotermia contribuye a mejorar la seguridad energética del país.

A pesar de todas las ventajas de la aerotermia, todavía hay ciertos desafíos que deben superarse para su implementación a gran escala. Uno de los mayores obstáculos es el costo inicial de la instalación de los sistemas de aerotermia. Aunque los costos de funcionamiento son bajos, el costo de la instalación puede ser alto, especialmente en comparación con los sistemas de calefacción y

refrigeración convencionales. Sin embargo, este coste se amortiza a largo plazo gracias a los ahorros energéticos y económicos que se obtienen.

Otro desafío es la necesidad de una buena planificación y diseño para asegurar que la instalación de la aerotermia sea efectiva y eficiente. Dado que la eficiencia de la aerotermia depende en gran medida del clima y de la demanda de energía térmica de un edificio, es importante tener en cuenta estos factores al diseñar y planificar la instalación de un sistema de aerotermia. Es posible que se necesiten ajustes en el aislamiento y en otros aspectos del edificio para maximizar la eficiencia de la aerotermia.

Cabe destacar que su rendimiento está directamente relacionado con la temperatura exterior. A medida que la temperatura exterior desciende, el rendimiento de la aerotermia disminuye, lo que puede ser un problema en climas muy fríos. Sin embargo, se han desarrollado sistemas de aerotermia capaces de funcionar incluso a temperaturas muy bajas, lo que amplía su rango de aplicación en climas fríos.

Es importante señalar que la aerotermia se puede aplicar a la producción de agua caliente sanitaria mediante un intercambiador de calor que calienta el agua a la temperatura deseada y la climatización de piscinas. En cada caso, el sistema de aerotermia se adapta a las necesidades específicas de la aplicación, lo que permite maximizar su rendimiento.

En cuanto a la climatización de piscinas, la aerotermia utiliza el calor del aire exterior para calentar el agua de la piscina, proporcionando una temperatura adecuada para el baño durante todo el año.

La aerotermia también tiene aplicaciones en la industria, la agricultura y el transporte. Por ejemplo, en la industria alimentaria, la aerotermia se utiliza para secar y procesar alimentos, reduciendo el consumo de energía y los costes de producción. En la agricultura, la aerotermia se utiliza para controlar la temperatura y la humedad en los invernaderos, lo que permite un mayor control de la producción de cultivos y una reducción en el uso de pesticidas y herbicidas. En el transporte, la aerotermia se está explorando como una forma de reducir la dependencia de los combustibles fósiles y las emisiones de gases de efecto invernadero en el sector del transporte.

También es importante mencionar que, aunque la aerotermia no produce emisiones de gases contaminantes directamente, la electricidad utilizada para alimentar los sistemas de aerotermia puede provenir de fuentes de energía no renovables. Por lo tanto, para maximizar los beneficios ambientales de la aerotermia, es importante que la electricidad utilizada para alimentar los sistemas provenga de fuentes renovables, como la energía solar o la eólica.

A pesar de estos desafíos, la aerotermia es una tecnología con un gran potencial para la generación de energía térmica. La tecnología está siendo cada vez más utilizada en diferentes partes del mundo, y se espera que su uso siga creciendo en los próximos años. A medida que los precios de la instalación disminuyan y la eficiencia de la tecnología mejore, es probable que la aerotermia se convierta en una alternativa cada vez más atractiva a los sistemas de calefacción y refrigeración convencionales.

Además, la aerotermia también puede ser una solución efectiva para reducir el consumo de energía en los hogares y en las empresas, lo que puede ayudar a reducir los costos de energía y aumentar la eficiencia energética. A medida que el mundo se enfrenta a una creciente demanda de energía y a la necesidad de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, la aerotermia se presenta como una solución atractiva y sostenible para enfrentar estos desafíos.

En muchos países, los gobiernos y las organizaciones están promoviendo la adopción de la aerotermia como parte de la transición hacia una economía baja en carbono. Por ejemplo, en Europa, la Unión Europea ha establecido objetivos para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero en un 80-95% para 2050, y ha identificado la aerotermia como una tecnología clave para lograr estos objetivos.

En España, la aerotermia ha ganado terreno en los últimos años, especialmente en el sector residencial. En 2020, el 27% de las viviendas nuevas construidas en España utilizaban sistemas de aerotermia, y se espera que este número siga creciendo en el futuro. Además, muchas comunidades autónomas en España ofrecen incentivos y subvenciones para la instalación de sistemas de energía renovable, incluyendo la aerotermia.

2.2.1. Elementos de una bomba de calor

- COMPRESOR

El compresor es un elemento mecánico de gran complejidad y delicadeza en la instalación, que requiere de inspecciones y verificaciones sistemáticas. Es el único componente de la máquina que necesita consumir energía mecánica para su funcionamiento.

Este dispositivo tiene como función principal aumentar la presión del refrigerante en estado gaseoso y normalmente sobrecalentado, proveniente del evaporador, hasta una presión que permita su cambio de estado a líquido en el condensador, liberando calor al entorno. Es importante destacar que no se puede aumentar la presión sin aumentar también la temperatura, incluso si el compresor fuera idealmente isentrópico.

Existen diferentes tipos de compresores en función del acoplamiento motor-compresor. Los compresores herméticos (figura 2.35) tienen el motor y el

compresor alojados en la misma envolvente, lo que aumenta la recuperación del calor generado en el motor mediante el fluido refrigerante. Estos compresores no son reparables y deben ser reemplazados en caso de avería. Los compresores semiherméticos (figura 2.36) comparten el eje del motor y el compresor, permitiendo la recuperación de parte del calor generado en el motor mediante el fluido refrigerante, lo que mejora su rendimiento en comparación con los compresores abiertos, donde el motor de accionamiento y el compresor son independientes.



Figura 2.35 Compresor hermético de pistón



Figura 2.36 Compresor semihermético

En función de su modo de operación, los compresores se clasifican en dos grandes grupos: los compresores de desplazamiento cinético o centrífugos, que suelen tener varias etapas y se utilizan en equipos de gran potencia, y los compresores volumétricos o de desplazamiento positivo, que pueden ser alternativos, rotativos, de tornillo o de membrana.

Los compresores rotativos utilizan un cilindro que gira dentro de otro cilindro hueco para disminuir el volumen de vapor refrigerante y aumentar la presión mediante rotación. Los compresores de tornillo utilizan dos tornillos que giran con sus ejes paralelos para comprimir el gas refrigerante. El tipo de compresor de tornillo más utilizado es el birrotor, que proporciona la mayor relación de compresión y es considerado el más robusto del mercado. También existen compresores de espiral o scroll (figura 2.37), que emplean dos piezas en forma de espiral para comprimir el refrigerante sin necesidad de válvulas. Los compresores de membrana tienen una separación clara entre la parte mecánica y la parte llena de refrigerante, evitando así la contaminación del refrigerante por el lubricante. Por último, los compresores alternativos se basan en la compresión mecánica del gas por medio de pistones que se mueven en el interior de cilindros.



Figura 2.37 Espiras fija y móvil de un compresor tipo scroll

- CONDENSADOR

Un condensador es un dispositivo que utiliza tubos aleteados y/o ventiladores para enfriar un refrigerante vaporizado que viene del compresor a altas temperaturas, cediendo calor a un medio de enfriamiento, ya sea aire o agua, y provocando así la condensación del fluido frigorífico. Esta transferencia de calor disipa la energía recolectada por el evaporador y la componente térmica del trabajo del compresor. En la figura 2.38 se presenta una unidad condensada por aire dispuesta en la descarga del compresor.



Figura 2.38 Batería condensadora de tubos aleteados para convección forzada

Los condensadores de placas o intercambiadores de carcasa y tubos son los más comunes cuando se dispone de agua de refrigeración. En el caso de los intercambiadores de carcasa y tubos, si el fluido que se condensa está en el lado de la carcasa, se les llama condensadores inundados, y son los más utilizados en equipos de gran tamaño.

Los condensadores se pueden clasificar según el medio al que ceden la energía calorífica. Los condensadores enfriados por aire suelen tener tubos de cobre con aletas de aluminio que aumentan la transmisión de calor y están equipados con ventiladores que inducen la circulación del aire caliente entre las aletas de aluminio. El refrigerante circula entre los tubos de cobre situados entre las aletas.

Los condensadores enfriados por agua mejoran la transmisión de calor en comparación con los enfriados por aire, ya que el coeficiente de película de un líquido suele ser superior al de un gas. Es necesario desmontar la unidad para su limpieza en caso de que se pueda. Se utilizan unidades refrigeradas por agua cuando se dispone de suficiente cantidad de agua o cuando no es posible instalar un condensador de aire. Los diferentes tipos de condensadores enfriados por agua incluyen los de doble tubo en contracorriente, los multitubulares horizontales, los de inmersión y los de placas, siendo estos últimos los más utilizados en la actualidad.

- DISPOSITIVOS DE EXPANSIÓN

Es el componente encargado de separar las áreas de alta y baja presión en un sistema de refrigeración, tiene una doble función: regular el flujo de refrigerante hacia el evaporador y disminuir la presión del líquido refrigerante de manera isoentálpica. Existen diferentes tipos de dispositivos, siendo los más destacados el tubo capilar (figura 2.39), la válvula de expansión a presión constante o automática y la válvula de expansión termostática.



Figura 2.39 Tres tubos capilares de una bomba de calor

El tubo capilar es el dispositivo más simple, que consiste en un tubo de diámetro interior muy pequeño y de longitud variable. Al pasar el refrigerante por el tubo, se produce una pérdida de presión debido a la fricción. Sus ventajas son su sencillez, bajo costo y falta de partes móviles. Sin embargo, no se puede ajustar una vez

instalado y no se puede adaptar a cambios en la carga. Además, su rendimiento disminuye si se modifica el sistema.

La válvula de expansión a presión constante o automática mantiene una presión constante en la salida de la válvula, regulada por un diafragma, un muelle regulable y un sistema de aguja y asiento. Esta válvula utiliza la presión del evaporador como referencia y se abre cuando cae por debajo del punto de control y se cierra cuando la presión del evaporador sube por encima de este punto.

La válvula de expansión termostática, como la de la figura 2.40, es el dispositivo más utilizado ya que varía el flujo de refrigerante que entra en el evaporador con la temperatura del refrigerante en estado gaseoso a la salida del mismo. También protege el compresor de la entrada de líquido, manteniendo constante el grado de recalentamiento de gas a la salida del evaporador. La regulación se realiza por la temperatura de recalentamiento del gas que sale del evaporador, mediante un equilibrio de fuerzas. Las válvulas pueden ser de regulación interna o externa, en función de la presión del bulbo y la presión a la entrada o salida del evaporador.

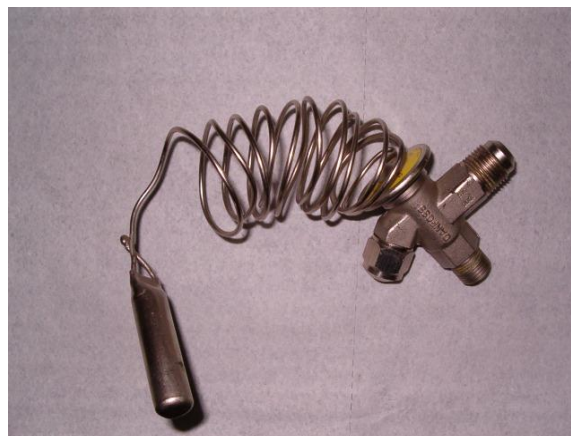


Figura 2.40 Válvula de expansión termostática

- EVAPORADOR

El evaporador es un componente fundamental en los sistemas de refrigeración, encargado de generar el efecto frigorífico mediante la ebullición del refrigerante. Funciona como un intercambiador de calor, en el que el vapor húmedo del refrigerante, tras su expansión, absorbe calor del medio circundante (ya sea aire, agua u otra sustancia) y cambia de estado hasta convertirse en gas. Cuanto mayor sea la fracción líquida del vapor húmedo, mayor será el efecto frigorífico.

Cuando el refrigerante es una mezcla zeotrópica, siempre hay un determinado deslizamiento entre la temperatura de inicio y final del cambio de fase, tanto en la condensación como en la evaporación. Es necesario asegurar que el refrigerante alcance un grado de sobrecalentamiento suficiente para evitar la entrada de líquido en el compresor, lo que podría ocasionar graves daños.

La capacidad del evaporador aumenta a medida que se incrementa la diferencia de temperatura entre el medio a enfriar y el refrigerante, lo que se logra disminuyendo la presión de evaporación o aumentando la temperatura del medio. La capacidad también se ve afectada por la diferencia entre la temperatura del evaporador y la del condensador.

Existen diversos tipos de evaporadores, que pueden clasificarse según su funcionamiento (evaporadores de expansión seca o directa, y evaporadores inundados), según su construcción (evaporadores de carcasa y tubos, de placas o con aletas) o según el medio del que se extrae el calor (evaporadores para aire o para líquidos/sólidos), utilizando un ventilador como se muestra en la figura 2.41. Cada uno de estos tipos presenta ventajas y desventajas, y su elección dependerá de las necesidades específicas del sistema de refrigeración.

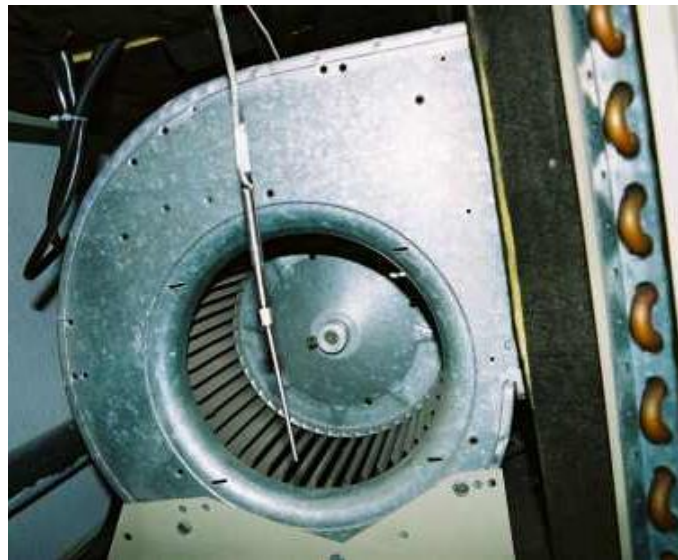


Figura 2.41 Ventilador centrífugo para convección forzada en un evaporador para aire

- ACCESORIOS

En una bomba de calor, además de los elementos principales del circuito frigorífico, existen componentes adicionales que pueden ser necesarios para mejorar la calidad, la fiabilidad y el rendimiento del equipo. Estos accesorios se clasifican según la presión de la zona en la que se colocan, ya sea en la zona de líquido de alta presión, en la zona de frío o en la zona de aspiración de baja presión del compresor. Estos elementos complementarios ayudan a mejorar la efectividad y prolongar la vida útil de los componentes fundamentales del circuito frigorífico. En el circuito de alta presión de una bomba de calor, se pueden encontrar varios elementos adicionales que cumplen esta función:

- Separador de aceite: El aceite en una máquina de refrigeración puede limitar su eficiencia al disminuir la capacidad de transferencia de calor en los intercambiadores. Esto se debe a que el volumen ocupado por

el aceite reduce la cantidad de refrigerante y crea una capa en la superficie del intercambiador, lo que aumenta la resistencia al intercambio térmico. Para solucionar esto, se utiliza un separador de aceite que tiene varias funciones. Por un lado, ayuda a mantener el nivel de aceite en el compresor evitando que ocupe espacio en el evaporador. Por otro lado, asegura el retorno del aceite al compresor y previene la formación de una capa sobre el evaporador y condensador. El separador de aceite se instala en la salida del compresor lo más cerca posible del mismo.

- Silenciador de descarga: tiene como objetivo reducir el nivel de ruido generado por las pulsaciones del gas en el conducto de descarga. Su ubicación es posterior al compresor.
- Amortiguador de vibraciones: es un componente diseñado para disminuir las vibraciones y contrarrestar las expansiones causadas por el movimiento del gas en los compresores alternativos, lo que reduce el riesgo de roturas en las tuberías. Este dispositivo puede ser instalado tanto en la línea de alta como en la de baja presión. Su objetivo principal es garantizar la estabilidad y durabilidad del sistema frigorífico.
- Recipiente de líquido: El recipiente de líquido de la bomba de calor tiene un doble propósito. En primer lugar, se utiliza para acumular el líquido que sale del condensador, lo que facilita su mantenimiento. Además, también actúa como un depósito de almacenamiento que sirve como pulmón para suministrar refrigerante a la válvula de expansión.
- Purgador: Una bomba de calor puede contener gases no condensables que deben ser eliminados para evitar pérdidas en la capacidad frigorífica. Estos gases incluyen aire, gases formados por la descomposición de aceites y gases formados por la reacción de los refrigerantes con el agua. Para ello, se utiliza un purgador que condensa el refrigerante y elimina los gases no condensables sin detener el funcionamiento de la máquina. De esta forma, se garantiza una óptima eficiencia en la transferencia de calor y se prolonga la vida útil del equipo.
- Filtro deshidratador: es un componente clave en el sistema de refrigeración, un ejemplo es el que se puede ver en la figura 2.42, que cumple dos funciones importantes. La primera es eliminar la humedad que puede estar presente en el sistema debido a una falta de estanqueidad, aceites mal deshidratados o componentes mal almacenados. La segunda función es filtrar las impurezas que pueden estar presentes en el circuito, ya sean producto de la fabricación de los componentes o escorias debidas a soldaduras aplicadas en las tuberías.



2.42 Filtro deshidratador de una bomba de calor

En la zona de baja presión se encuentran los siguientes elementos auxiliares descritos a continuación:

- Filtro de aceite: se utiliza para eliminar las impurezas que pueden estar presentes en el aceite que se devuelve al cárter después de pasar por la línea de refrigerante. Hay dos tipos de filtros: los monobloque y los desmontables. Cabe destacar que este filtro solo se encuentra en instalaciones con líneas de aceite independientes.
- Separador de líquido: es un accesorio que se utiliza en sistemas de refrigeración con evaporador inundado, aunque también puede ser utilizado con otros tipos de evaporadores. Su principal función es evitar que las gotas de líquido lleguen al compresor, permitiendo que sólo se aspire gas del evaporador y reduciendo así el riesgo de daño al compresor. Además, el separador de líquido permite que el líquido retorne al evaporador inundado por gravedad, asegurando que solo se introduzca líquido en el evaporador. Existen dos tipos principales de separadores de líquido: el vertical y el horizontal. El separador de líquido básico está compuesto por una entrada que viene del evaporador, una salida en la zona de vapor que va hacia el compresor y otra salida en la zona de líquido que va hacia el evaporador. Este accesorio es especialmente útil en sistemas de refrigeración de gran escala y puede ser una herramienta muy efectiva para optimizar el rendimiento y la eficiencia de la instalación.
- Acumulador de líquido: también conocido como acumulador de succión o botella de aspiración, se encuentra en la línea de baja presión después del evaporador y no debe confundirse con el separador de líquido. A diferencia de este último, su función es evitar que se produzca un golpe de líquido en el compresor, pero nunca se utiliza para alimentar al evaporador. Además, cuenta con un orificio

dosificador que permite un adecuado retorno de aceite y líquido al compresor.

- Resistencia eléctrica del cárter: es un componente importante en los sistemas de refrigeración que ayuda a prevenir la mezcla del refrigerante con el aceite del compresor cuando este ha estado parado durante un tiempo prolongado en condiciones de baja temperatura. Si no se cuenta con este componente, cuando el compresor arranca, se produciría una ebullición rápida del fluido refrigerante, generando una gran cantidad de espuma en el aceite, la cual es succionada por el compresor.
- Economizador de calor: es un dispositivo que se instala en la salida del condensador y en la salida del evaporador. Su función es reducir la temperatura del líquido que sale del condensador y recalentar el gas del evaporador en la tubería de aspiración, evitando que arrastre gotas de refrigerante y el golpe de líquido en el compresor. Esta disposición del economizador aumenta la eficiencia energética del sistema, lo que se traduce en una mayor potencia útil por unidad de energía consumida.
- Válvula solenoide: es un dispositivo que regula el flujo de refrigerante en los circuitos de refrigeración utilizando una bobina solenoide para crear un campo magnético que desplaza un émbolo en su interior, lo que a su vez abre o cierra un orificio en una tubería. Esta válvula es importante para controlar la cantidad de refrigerante que fluye hacia el evaporador, especialmente cuando el compresor se detiene y se debe evitar que el evaporador se inunde.
- Válvula de retención: es un componente que puede colocarse en la línea de alta o baja presión. Su objetivo es permitir el flujo de refrigerante en una dirección y bloquearlo en la dirección opuesta. Cuando el refrigerante fluye en la dirección correcta, un resorte empuja un anillo fuera de su posición de equilibrio para abrir el paso del refrigerante. Por el contrario, si el refrigerante intenta fluir en la dirección incorrecta, el anillo se ajusta y cierra completamente el paso del refrigerante para evitar retrocesos o flujos incorrectos.
- Válvula de cuatro vías: es un componente esencial de las bombas de calor reversibles, encargado de controlar la dirección del flujo de refrigerante desde la salida del compresor hacia la sección exterior o interior que funciona como condensador. Su principal función es invertir el ciclo de refrigeración, permitiendo la transferencia de calor en ambas direcciones. Durante el invierno, la batería interior actúa como condensador y cede calor al ambiente, mientras que, durante el verano, se convierte en evaporador y absorbe calor del ambiente. Lo mismo sucede con la batería exterior. Las válvulas de cuatro vías más comunes son de tipo rotativo o de desplazamiento. Es importante

tener en cuenta el ciclo de descongelación en el modo de calefacción, ya que el flujo de refrigerante sigue el mismo sentido que en el ciclo de refrigeración al invertir el ciclo.

- Elementos de seguridad y control

Los sistemas de seguridad y control son esenciales para detener el funcionamiento del compresor cuando se está operando fuera de los límites permitidos, evitando daños al equipo. Los elementos de control más comunes son:

- Presostato de alta presión: Este dispositivo detiene el compresor cuando la presión de condensación se vuelve demasiado alta. Generalmente se coloca en la zona del condensador.
- Presostato de baja presión: Detiene el funcionamiento del compresor cuando la presión de aspiración es demasiado baja. Este dispositivo se coloca en la zona del evaporador, donde se encuentra la presión baja.

En la figura 2.43 se presenta un típico presostato de alta, con las dos escalas de control para encendido y apagado, mediante el sistema de contactores que se presenta a la derecha en la imagen.

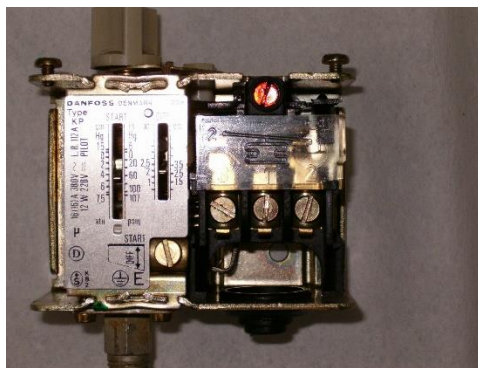


Figura 2.43 Presostato de alta

Ambos presostatos deben estar en contacto directo con el refrigerante y, además de proteger el equipo, también controlan y regulan el sistema. El presostato de alta presión típico tiene dos escalas de control para encendido y apagado, mediante un sistema de contactores.

- Presostato de aceite: Este dispositivo detiene el compresor cuando la presión del aceite en el circuito de refrigeración y lubricación disminuye.
- Termostato de descarga: Desactiva el compresor cuando la temperatura de descarga se vuelve demasiado alta. De esta forma, se protege al compresor de un posible daño.

2.2.2. Tipos de bombas de calor

- AIRE-AIRE

Es común utilizar la bomba de calor de aire exterior como sistema de climatización debido a que la fuente fría es inagotable y su instalación es sencilla. Como se muestra en la figura 2.44, durante el invierno, se toma calor del aire exterior y se bombea al interior del edificio para alcanzar la temperatura deseada gracias al refrigerante. En cambio, durante el verano, se toma calor del interior y se expulsa al ambiente exterior. A menudo, se utilizan equipos "Split System" que tienen la ventaja de ahorrar espacio, pero son más costosos que los compactos tipo ventana o consola.

Tradicionalmente, se ha utilizado el aire exterior como fuente fría debido a su disponibilidad, pero su uso depende de las condiciones climáticas y disminuye el coeficiente de prestación COP a medida que la temperatura exterior disminuye. Además, la formación de escarcha en la superficie del evaporador reduce el COP. Para evitar esta dependencia, se puede aconsejar el paso del aire de extracción por el evaporador para aumentar la temperatura y mejorar el COP.

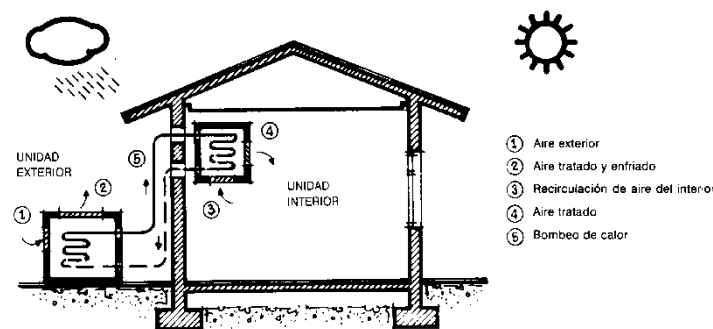


Figura 2.44 Bomba de calor aire-aire

En los edificios, estas instalaciones con una unidad interior y exterior con conductos de distribución interiores son muy útiles para la refrigeración en verano y la calefacción en invierno. Además, el aire de ciclos industriales con una temperatura superior al ambiente puede ser utilizado para recuperar energía residual a baja temperatura. Sin embargo, la temperatura crítica de este tipo de bomba de calor disminuye el rendimiento sensiblemente debido al fenómeno de la escarcha.

Tradicionalmente, se ha considerado una temperatura límite de funcionamiento de -5°C con los sistemas convencionales de bomba de calor, y entre -4°C y 2°C , su coeficiente de prestación disminuye notablemente, por lo que su uso no es rentable en estos casos. Sin embargo, la tecnología electrónica puede optimizar el consumo y permitir el uso de la bomba de calor en países de Europa central donde las condiciones climáticas no son inicialmente favorables.

Es importante tener en cuenta que la fuente de energía suele ser la electricidad, que es más costosa que el combustible fósil para suministrar la misma carga térmica. Además, el impacto ambiental de los diferentes usos de energía debe considerarse, incluyendo el rendimiento de los sistemas convencionales de producción de energía, el origen de la energía eléctrica y el análisis del ciclo de vida de los diferentes sistemas de climatización.

En localidades con inviernos muy fríos, se dimensiona la instalación de bomba de calor de aire exterior para una temperatura de aire superior a la media anual y se evita el uso de sistemas excesivamente grandes. Si es necesario, se puede utilizar un sistema de apoyo adicional, como una caldera o resistencias eléctricas, para proporcionar la energía calorífica que la bomba de calor no puede suministrar. Los edificios con una instalación tradicional de generación térmica por combustión también pueden acoger fácilmente una bomba de calor de aire exterior con un sistema de calentamiento adicional en caso de condiciones climáticas adversas. Por lo tanto, resulta interesante integrar este tipo de bomba de calor "en modo recuperación".

Una bomba de calor que usa el aire de extracción como foco frío normalmente no tendrá problemas de escarcha, a menos que algo anormal suceda, como una bajada inesperada de la temperatura del aire. Para evitar este problema, los sistemas de desescarche se incluyen como medida de seguridad, no como un elemento de funcionamiento regular.

En nuestro país, actualmente solo es posible recuperar energía térmica del aire de extracción mediante una bomba de calor en edificios singulares que utilicen este sistema. El aislamiento de los edificios es una ventaja adicional para el ahorro de energía y el aumento del confort, ya que reduce la diferencia de temperatura entre el aire y las paredes, permitiendo que la bomba de calor recupere más energía y se reduzca el tamaño de la instalación necesaria para lograr el mismo nivel de confort.

Un edificio con muchas cargas interiores, como el uso, la ocupación, el excelente aislamiento y la ventilación, es ideal para recuperar grandes cantidades de energía calorífica con este sistema. Por otro lado, los edificios con uso esporádico, escasa ocupación interior, grandes pérdidas de calor y altas exigencias de confort no son adecuados para las bombas de calor aire-aire.

Además, es importante considerar la ubicación de la unidad exterior de la bomba de calor en el diseño del sistema, ya que a menudo puede resultar difícil o imposible encontrar un lugar adecuado para instalarla.

- AIRE-AGUA

En relación al uso del aire exterior como fuente de energía, se presentan los mismos desafíos que se mencionaron anteriormente en relación a las temperaturas mínimas. Por lo tanto, se recomienda utilizar sistemas de bombas de aire-agua

para calefacción únicamente en zonas donde la temperatura exterior no sea demasiado baja y pueda satisfacer todas las necesidades de calor requeridas. En la mayoría de los casos, estos sistemas se utilizan en combinación con otro sistema de apoyo.

En estos sistemas, figura 2.45, se utiliza el aire exterior como fuente de calor, que luego se transfiere a un condensador de agua. Además, se añade la energía generada por el compresor, lo que hace que el agua alcance una temperatura entre 30 y 60 grados Celsius. En resumen, se trata de un sistema de calefacción bivalente, en el cual la bomba de calor utiliza el aire como fuente de energía hasta que la temperatura exterior alcanza un punto determinado, que varía según la zona climática.

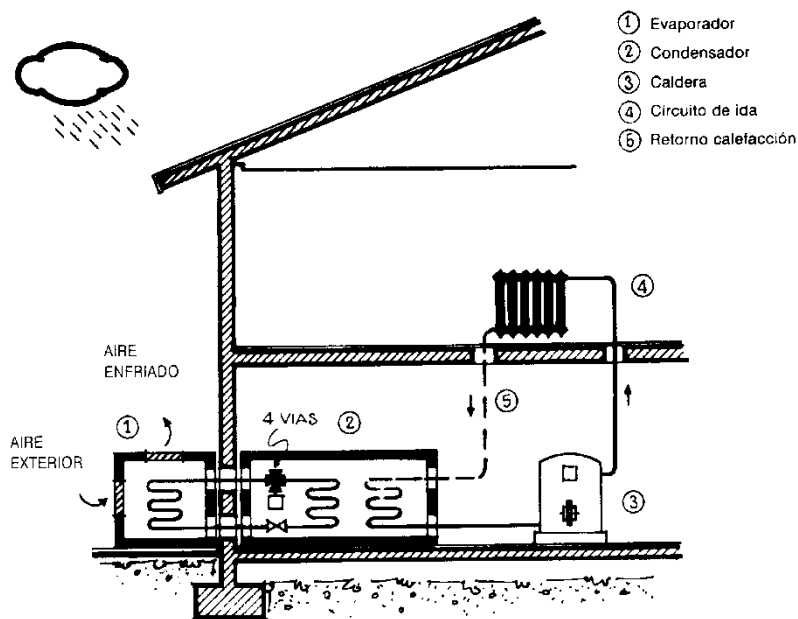


Figura 2.45 Bomba de calor aire-agua apoyado por una caldera

Este tipo de sistema combinado puede ser utilizado para producir tanto calefacción como agua caliente sanitaria. Para ello, se utiliza una conexión mediante válvulas de cuatro vías que son controladas eléctricamente por termostatos correspondientes. Esto permite que la bomba de calor aproveche la temperatura del fluido de retorno, mejorando su eficiencia.

El funcionamiento de este sistema es similar al de los sistemas tradicionales, lo que significa que puede aumentar la vida útil de la caldera convencional. La única complicación radica en la necesidad de automatizar todo el conjunto mediante un cuadro eléctrico que regula electrónicamente la automatización del sistema para garantizar un funcionamiento seguro y preciso.

La bomba de calor aire-agua organizada según estos sistemas es capaz de ahorrar hasta un 70% de combustible fósil al año, aunque los costos de inversión para la

instalación son elevados. Estos equipos no son reversibles en cuanto a sus ciclos de funcionamiento y no tienen mecanismos de descongelación. Están disponibles en formatos compactos o separados (Split System), y se colocan en el retorno de la instalación de calefacción o agua caliente sanitaria.

Quizás la mayor ventaja de estos equipos es que son mecánicamente sencillos, tienen menos riesgo, una conservación fácil y una vida útil muy larga, lo que es muy importante para un equipo cuya longevidad y seguridad de uso son funciones primordiales.

En lugares donde las temperaturas extremas no son un problema, el uso de la bomba de calor es más rentable. Es importante tener en cuenta las diferencias estacionales entre el verano y el invierno, especialmente en regiones donde las temperaturas varían entre -5°C y $+30^{\circ}\text{C}$. El uso continuo de la bomba de calor durante todo el año es particularmente beneficioso para optimizar su rendimiento anual.

La bomba de calor también se puede utilizar para calentar el agua de las piscinas cubiertas, lo que es común en muchos países europeos. Esto requiere una ventilación adecuada del espacio y un volumen de agua que necesita calentarse a una temperatura baja, lo que contribuye a mejorar la eficiencia del sistema.

Además, los sistemas integrados de bomba de calor y energía solar son una alternativa energética, económica y ambientalmente viable a las instalaciones convencionales de energía térmica.

2.2.3. Funcionamiento de la aerotermia

El funcionamiento de la aerotermia se basa en el principio de transferencia de calor, que se produce cuando dos objetos con diferentes temperaturas se ponen en contacto. Se produce una transferencia de energía térmica del objeto más caliente al objeto más frío. En el caso de la aerotermia, se utiliza el aire como fuente de energía térmica y se utiliza para calentar o enfriar un espacio o fluido.

Primer Principio de la Termodinámica

Establece que la energía total del universo ni se crea, ni se destruye, solo se transforma. Es decir, en una bomba de calor la energía eléctrica consumida por el compresor, y aportada por el motor de accionamiento, se convierte en calor que se transmite al refrigerante durante el proceso de compresión. Como consecuencia, el calor cedido al foco caliente (Q_2) será igual al calor extraído del foco frío (Q_1) más el calor asociado al trabajo de compresión (W).

$$Q_2 = Q_1 + W \quad (\text{E-15})$$

Segundo Principio de la Termodinámica

El segundo principio de la termodinámica establece que la transmisión de energía no es posible sin la existencia de dos focos a diferente temperatura. El calor se dirige de manera espontánea de un foco caliente a otro frío, y no al revés, hasta que sus temperaturas se igualan.

Los equipos bomba de calor son “transportistas” eficientes de energía entre dos focos. Sin embargo, la transmisión de calor se produce de manera inversa, es decir, del foco frío al foco caliente. Para ello se vale de la propiedad que tienen los gases de absorber calor cuando se expanden y liberarlo cuando se comprimen. Para poder realizar esta operación, es necesario disponer de un trabajo adicional. La eficiencia de un equipo es la relación entre el calor cedido al foco caliente y la energía consumida para llevar a cabo dicho transporte.

$$\eta = Q_2/W \quad (E-16)$$

En el teorema de Carnot se establece que el rendimiento de una máquina térmica es siempre menor o igual que el de una máquina térmica reversible que opere entre las mismas temperaturas. El ciclo de Carnot consta de cuatro etapas: dos procesos isotermos, realizados a temperatura constante, y dos adiabáticos, aislados térmicamente.

El sistema de aerotermia se compone de dos elementos principales: la unidad exterior y la unidad interior. La unidad exterior contiene un evaporador, un compresor y un condensador. La unidad interior contiene un intercambiador de calor y un ventilador.

El proceso comienza cuando el evaporador de la unidad exterior absorbe el aire exterior, que puede estar a cualquier temperatura por encima del punto de congelación. El refrigerante que se encuentra en el evaporador extrae el calor del aire y se evapora en el proceso. Luego, el compresor de la unidad exterior comprime el gas refrigerante, aumentando su temperatura y presión.

A continuación, el gas refrigerante se mueve al condensador, donde se produce la transferencia de calor al fluido de calefacción o refrigeración. En este punto, el gas refrigerante se condensa de nuevo en líquido, liberando el calor en el proceso. Finalmente, el líquido refrigerante se mueve de nuevo al evaporador para comenzar el ciclo de nuevo.

La unidad interior se encarga de transferir el calor o frío del fluido de calefacción o refrigeración al aire del espacio a través del intercambiador de calor y el ventilador. En el caso de la calefacción, la aerotermia funciona mediante la extracción de calor del aire exterior y su transferencia al fluido de calefacción, que puede ser agua o aire. El fluido se distribuye a través de un sistema de radiadores o suelo radiante, proporcionando calor a los distintos espacios del edificio.

Por otro lado, en la refrigeración, la aerotermia funciona al revés: el sistema extrae el calor del aire interior y lo transfiere al aire exterior a través del ciclo de evaporación y condensación. El fluido de refrigeración se utiliza para enfriar el aire interior, proporcionando una temperatura agradable en el interior del edificio.

En general, el funcionamiento de la aerotermia se basa en la transferencia de calor del aire exterior al fluido de calefacción o refrigeración, utilizando un sistema de evaporación y condensación de un gas refrigerante en un ciclo cerrado como se puede observar en la figura 2.46. Esto permite una calefacción y refrigeración más eficiente y sostenible en comparación con los sistemas convencionales, que dependen de combustibles fósiles y tienen un mayor impacto ambiental.

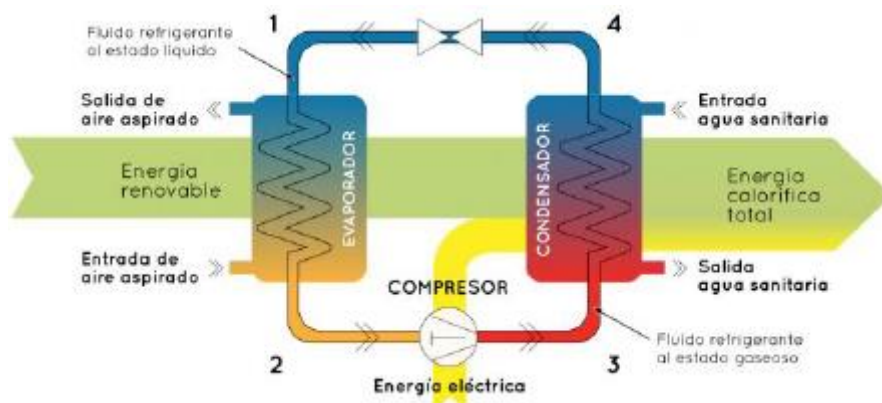


Figura 2.46 Ciclo de funcionamiento de la aerotermia

Además, el funcionamiento de la aerotermia se puede complementar con otros elementos para aumentar su eficiencia y rendimiento. Por ejemplo, la aerotermia se puede combinar con paneles solares para obtener energía eléctrica adicional, lo que reduce aún más su impacto ambiental y aumenta su independencia energética. También se pueden utilizar sistemas de control inteligente para optimizar el uso de la aerotermia según las necesidades específicas del edificio o espacio, lo que aumenta aún más su eficiencia y rentabilidad.

Cabe destacar que el rendimiento de la aerotermia se mide mediante el coeficiente de rendimiento (COP), que indica la cantidad de energía térmica que se produce por cada unidad de energía eléctrica consumida. Un COP alto indica una mayor eficiencia y rentabilidad del sistema. En general, la aerotermia tiene un COP más alto que los sistemas convencionales de calefacción y refrigeración.

El coeficiente de rendimiento (COP) nos indica la eficiencia de una bomba de calor. Pone en relación la energía eléctrica que produce un aparato de calefacción en base a la que consume para su funcionamiento (figura 2.47). El valor se expresa como un ciclo de Carnot inverso y permite comparar la eficiencia de diferentes equipos, siempre y cuando los valores se hayan medido bajo las mismas condiciones. El COP puede variar según la época del año, se debe a que depende de la energía calorífica del aire y según el clima puede fluctuar estacionalmente.

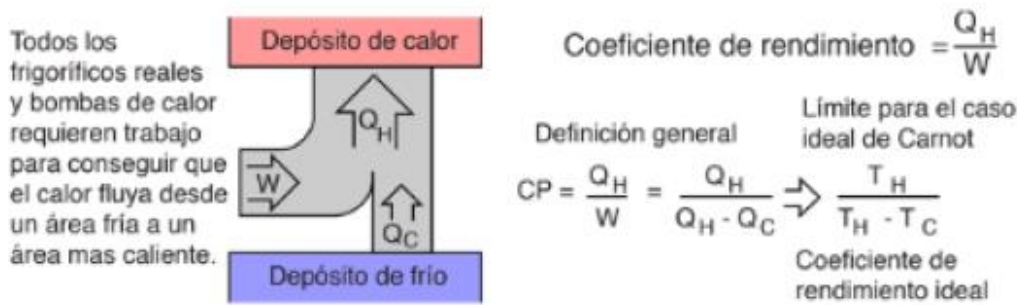


Figura 2.47 Coeficiente de rendimiento

Cuando se invierte el sistema y la máquina trabaja en modo refrigeración, se mide con el coeficiente de eficiencia energética (EER). Es la relación entre la capacidad frigorífica y la potencia absorbida por la unidad.

$$EER = Q_c / (Q_h - Q_c) \quad (E-17)$$

La Ley de Conservación de la Energía indica que el COP nunca podría ser superior a uno. Es decir, dado que no se puede crear energía de la nada, es decir, no se puede extraer más de un kilovatio-hora por cada kilovatio-hora disponible. Y eso suponiendo que tuviéramos un método de transformación perfecto que no implicara pérdidas. Sin embargo, las bombas de calor toman la energía térmica del aire y la conducen allá donde se necesite. No la transforma ni la libera de la red eléctrica, como haría una resistencia. El consumo de energía eléctrica se limita al propio transporte de la energía térmica, por tanto, es capaz de aportar mucha más a una estancia de la que consume para ello. Este sistema puede conseguir una efectividad superior al 400%, es decir, que por cada kWh que se consume de electricidad se obtendrá más de 4 kWh. Esto se traduce en un $COP \geq 4$.

Tanto en el EER y el COP se mide la potencia de un equipo a plena carga con unas determinadas condiciones ambientales. Los consumos que reflejan no son del todo reales, se debe a que un equipo no mantiene un uso constante a pleno rendimiento. Por ello, con la aplicación del Reglamento Delegado 626/2011, a partir del 01/01/13 se introdujeron como obligatorio para los nuevos equipos los conceptos sEER y sCOP, se diferencian con los primeros en que estos últimos son estacionales.

El sEER y el sCOP miden el rendimiento energético estacional teniendo en cuenta otras variables y condiciones para ajustarse más a un uso real del equipo con el fin de obtener el consumo anual del equipo (tabla 2.3). Algunas de estas variables que tienen se tienen en cuenta son las siguientes:

- Se mide con cargas parciales.
 - Equipo funcionando al 100% de su capacidad, con una temperatura exterior de 35°C y una temperatura interior de 27°C.
 - Equipo funcionando al 74% de su capacidad, con una temperatura exterior de 30°C y una temperatura interior de 27°C.

- Equipo funcionando al 47% de su capacidad, con una temperatura exterior de 25°C y una temperatura interior de 27°C.
- Equipo funcionando al 21% de su capacidad, con una temperatura exterior de 20°C y una temperatura interior de 27°C.
- Consumo que tiene el equipo cuando está apagado, desactivado por termostato o en la función standby (consumo fantasma).

Tabla 2.3 Etiqueta medioambiental

CONSUMO	RENDIMIENTO EN REFRIGERACION	RENDIMIENTO EN CALEFACCION	ETIQUETA
Bueno	$sEER \geq 8,50$	$sCOP \geq 5,10$	A+++
	$6,10 \leq sEER \leq 8,50$	$4,60 \leq sCOP \leq 5,10$	A++
	$5,60 \leq sEER \leq 6,10$	$4,00 \leq sCOP \leq 4,60$	A+
	$5,10 \leq sEER \leq 5,60$	$3,40 \leq sCOP \leq 4,00$	A
	$4,60 \leq sEER \leq 5,10$	$3,10 \leq sCOP \leq 3,40$	B
	$4,10 \leq sEER \leq 4,60$	$2,80 \leq sCOP \leq 3,10$	C
Moderado	$3,60 \leq sEER \leq 4,10$	$2,50 \leq sCOP \leq 2,80$	D
	$2,60 \leq sEER \leq 3,60$	$2,20 \leq sCOP \leq 2,50$	E
Alto	$6,10 \leq sEER \leq 2,60$	$1,90 \leq sCOP \leq 2,20$	F
	$sEER < 2,60$	$sCOP < 1,90$	G



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

3. Memoria

A continuación, se expondrá el trabajo práctico, que ha sido realizado mediante el programa DMELECT. A través de los siguientes apartados se irá exponiendo cómo se han realizado los cálculos y todas las consideraciones que se han tenido en cuenta para la correcta realización del proyecto.



Figura 3.1. Programa DMElect

Para trabajar en DMElect primero se han creado los planos mediante el software AutoCAD, a continuación, se han ido cargando los planos de las distintas plantas al programa DMElect en la pestaña “Configuración del edificio”, se busca el plano y se le asigna a una planta para empezar a trabajar.

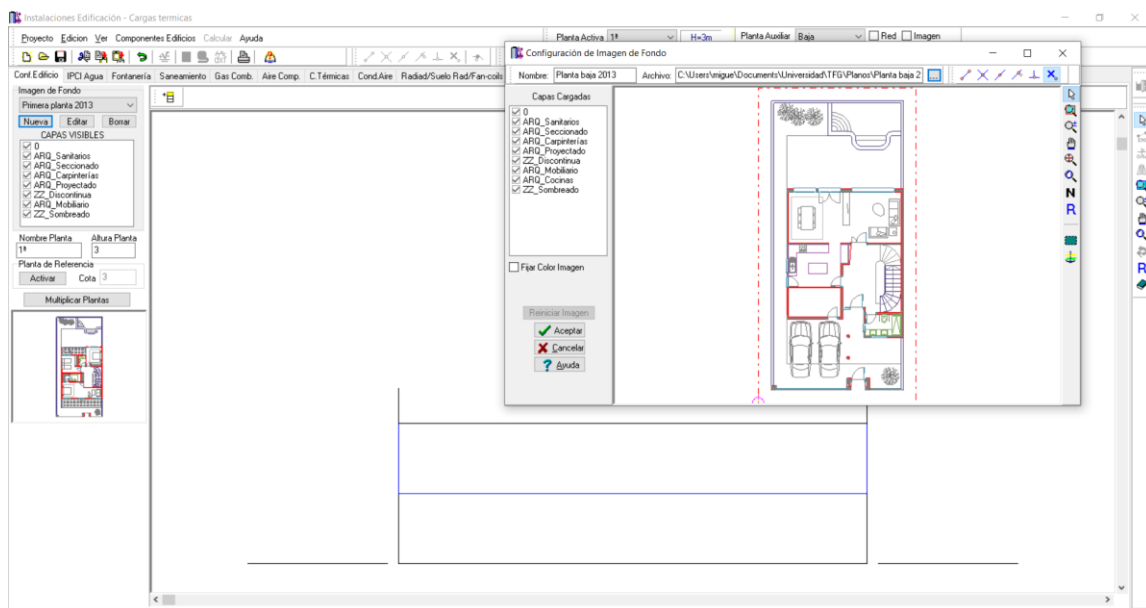


Figura 3.2 Configuración del edificio

3.1. Descripción del edificio

El proyecto trata de una vivienda unifamiliar de dos plantas, ubicado en una zona residencial de la ciudad de Valladolid. La planta baja del edificio estará destinada a la zona de estar y la planta alta a las habitaciones.

En la planta baja, se encuentra el salón-comedor, la cocina, un baño y un almacén. El salón-comedor será un espacio amplio y luminoso, que permitirá la entrada de

luz natural y creará un ambiente agradable para disfrutar de comidas y reuniones sociales. La cocina, adyacente al salón, estará equipada para su uso diario.

El baño de la planta baja será de diseño moderno y estará equipado con todos los elementos necesarios para su uso. El almacén, situado junto a la cocina, será un espacio amplio para guardar objetos y utensilios del hogar.

En la planta alta, se encuentran tres habitaciones, cada una con su propio balcón. Una de las habitaciones tendrá un vestidor y baño privado, mientras que las otras dos habitaciones compartirán un baño adicional. Las habitaciones serán amplias y luminosas para la familia.



Figura 3.3. Plano planta baja

Figura 3.4. Plano planta primera

La vivienda tendrá una situación despejada, siendo un edificio separado y de tipo B, sin viviendas adosadas.

En la tabla 3.1 se muestran las dimensiones de las diferentes estancias de la vivienda y sus características.

Tabla 3.1 Estancias de la vivienda

Denominación	Superficie (m ²)	Volumen (m ³)	Recinto	Carga interna
Salón comedor Vivienda	47	122,38	Habitable	Baja
Almacén	8,68	22,61	No habitable	
Aseo Vivienda PB	4,39	11,44	Habitable	Baja
Vestíbulo	13,09	55,79	Habitable	Baja
Dormitorio Vivienda 2	13,42	37,38	Habitable	Baja
Aseo 1º Planta	3,45	9,23	Habitable	Baja
Dormitorio Vivienda 1	13,03	37,56	Habitable	Baja
Pasillo	11,99	47,41	Habitable	Baja
Aseo Habitación	4,56	12,05	Habitable	Baja
Vestidor	2,66	7,03	Habitable	Baja
Dormitorio Vivienda Familiar	24,96	64,5	Habitable	Baja
TOTAL	147,23	427,38	138,55 habitable	Baja

A continuación, se definirán las condiciones generales del proyecto.

3.2. Localización

La vivienda se ubicará en Valladolid a una altitud de 690 metros sobre el nivel del mar, las coordenadas son 4° 59' O y 41° 39' N. La zona climática de Valladolid es la zona D2, como se observa gracias a la tabla 3.2. Para esta elección se sabe la altitud sobre el nivel del mar a la que se encuentra la vivienda y en qué provincia está situada.

Tabla 3.2 Zonas climáticas

Provincia	Altitud sobre el nivel del mar (m)																											
	≤ 50	51-100	101-150	151-200	201-250	251-300	301-350	351-400	401-450	451-500	501-550	551-600	601-650	651-700	701-750	751-800	801-850	851-900	901-950	951-1000	1001-1050	1051-1100	1101-1150	1151-1200	1201-1250	1251-1300	≥ 1301	
Albacete																												
Alicante/Alacant																												
Almería																												
Araba/Álava																												
Asturias																												
Ávila																												
Badajoz																												
Baleares, Illes																												
Barcelona																												
Bizkaia																												
Burgos																												
Cáceres																												
Cádiz																												
Cantabria																												
Castellón/Castelló																												
Ceuta																												
Ciudad Real																												
Córdoba																												
Coruña, A																												
Cuenca																												
Gipuzkoa																												
Girona																												
Granada																												
Guadalajara																												
Huelva																												
Huesca																												
Jaén																												
León																												
Lleida																												
Lugo																												
Madrid																												
Málaga																												
Melilla																												
Murcia																												
Navarra																												
Ourense																												
Palencia																												
Palmas, Las																												
Pontevedra																												
Rioja, La																												
Salamanca																												
Santa Cruz de Tenerife																												
Segovia																												
Sevilla																												
Soria																												
Tarragona																												
Taruel																												
Toledo																												
Valencia/València																												
Valladolid																												
Zamora																												
Zaragoza																												

Otras variables que se han de tener en cuenta de Valladolid son:

Temperatura invierno (°C): -4.4

Temperatura mínima histórica (°C): -16

Zona Climática: IV (Figura 3.1)

Radiación Solar Global media diaria anual sup. horizontal (MJ/m²): 16.6 ≤ H < 18

Humedad relativa (%): 45

Viento dominante:

Dirección: O

Velocidad (km/h): 10

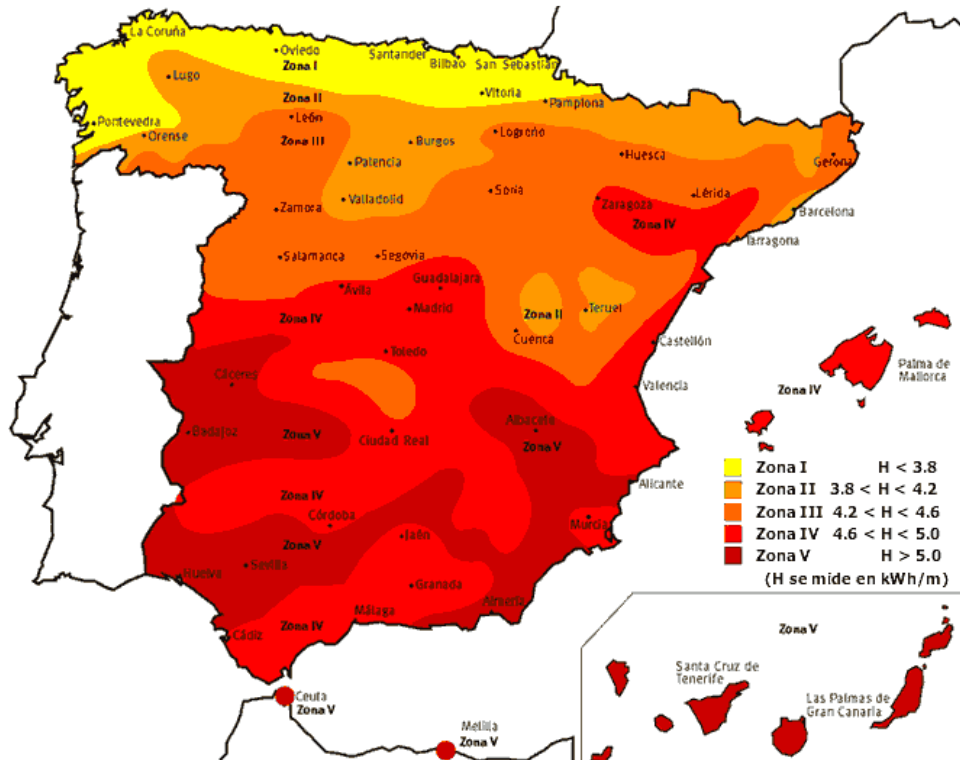


Figura 3.5 Zonas climáticas

En la tabla 3.3 se muestra la temperatura ambiente media durante las horas de sol (°C) en la provincia de Valladolid:

Tabla 3.3 Temperatura ambiente media

Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	Año
4,1	6,1	8,1	9,9	13,3	18	21,5	21,3	18,6	12,9	7,6	4,8	12,18

Como consiguiente se muestra la temperatura media del agua de la red general (°C) en la tabla 3.4:

Tabla 3.4 Temperatura media del agua

Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	Año
6	8	9	10	12	15	18	18	16	12	9	7	11,67

3.3. Cerramientos

Este apartado va a tratar sobre los cerramientos de una vivienda unifamiliar y su relación con el Documento Básico de Ahorro de Energía (DBHE). Los cerramientos son un elemento fundamental en cualquier construcción, ya que son los encargados de proteger del exterior y de mantener la temperatura interior

adecuada. En este sentido, los cerramientos de la vivienda que se van a tratar en este proyecto cumplen todos los requisitos exigidos por el DBHE en cuanto a aislamiento térmico y acústico, así como en cuanto a permeabilidad al aire y estanqueidad al agua.

En la tabla 3.5 se puede comprobar cuáles son los valores límite recogidos del DBHE en punto 3.1.1. y podrán contrastarse en los cálculos que se cumple con las especificaciones.

Tabla 3.5 Valores orientativos de transmitancia

3.1.1 Transmitancia de la envolvente térmica

1 La transmitancia térmica (U) de cada elemento perteneciente a la envolvente térmica no superará el valor límite (U_{lim}) de la tabla 3.1.1.a-HE1:

Elemento	Valores límite de transmitancia térmica, U _{lim} [W/m ² K]					
	Zona climática de invierno					
	α	A	B	C	D	E
Muros y suelos en contacto con el aire exterior (U _e , U _s)	0,80	0,70	0,56	0,49	0,41	0,37
Cubiertas en contacto con el aire exterior (U _c)	0,55	0,50	0,44	0,40	0,35	0,33
Muros, suelos y cubiertas en contacto con espacios no habitables o con el terreno (U _t)	0,90	0,80	0,75	0,70	0,65	0,59
Medianerías o particiones interiores pertenecientes a la envolvente térmica (U _{ic})						
Huecos (conjunto de marco, vidrio y, en su caso, cajón de persiana) (U _g)*	3,2	2,7	2,3	2,1	1,8	1,80
Puertas con superficie semitransparente igual o inferior al 50%			5,7			

*Los huecos con uso de escaparate en unidades de uso con actividad comercial pueden incrementar el valor de U_g en un 50%.

Anejo E Valores orientativos de transmitancia

1 La tabla a-Anejo E aporta valores orientativos de los parámetros característicos de la envolvente térmica que pueden resultar útiles para el predimensionado de soluciones constructivas de edificios de uso residencial privado, para el cumplimiento de las condiciones establecidas para el coeficiente global de transmisión de calor a través de la envolvente (apartado 3.1.1 – HE1):

Tabla a-Anejo E. Transmitancia térmica del elemento, U [W/m²K]

	Zona Climática de invierno					
	α	A	B	C	D	E
Muros y suelos en contacto con el aire exterior, U _e , U _s	0,56	0,50	0,38	0,29	0,27	0,23
Cubiertas en contacto con el aire exterior, U _c	0,50	0,44	0,33	0,23	0,22	0,19
Elementos en contacto con espacios no habitables o con el terreno, U _t	0,80	0,80	0,69	0,48	0,48	0,48
Huecos (conjunto de marco, vidrio y, en su caso, cajón de persiana), U _g	2,7	2,7	2,0	2,0	1,6	1,5

3.4. Principios básicos de diseño y normativa aplicable

Existen infinidad de variantes a la hora de diseñar un sistema de solar térmico para A.C.S. La inmensa mayoría de ellas consiste en la combinación de un colector de placa plana junto a un acumulador, bien formando un conjunto o bien independientemente.

Uno de los objetivos principales es conseguir el máximo ahorro de energía convencional, así como disponer de los mecanismos automáticos necesarios para que en el circuito primario se establezca la circulación del fluido, en función de si se produce o no un incremento de la energía útil acumulada.

Para ello lo primero que se debe hacer es proveer al sistema del número suficiente de colectores para poder captar la energía necesaria, además se debe elegir la inclinación idónea para aprovechar la máxima cantidad de energía solar disponible en cada mes, en nuestro caso 42°.

El sistema de almacenamiento deberá trabajar de modo que favorezca el uso prioritario de la energía solar frente a la auxiliar y nunca al revés. Asegurando en todo momento la correcta conjunción entre energía solar y convencional, es decir, precalentar toda el agua que posteriormente sea consumida, y alcanzar la temperatura de uso con la mínima cantidad de energía auxiliar. Así como la conveniencia de evitar mezclar la energía solar con la auxiliar.

- MÉTODO DE CÁLCULO

El dimensionado básico de una instalación de energía solar térmica se refiere a la selección de la superficie de captadores solares y del volumen de acumulación solar.

Para realizar este dimensionado básico puede utilizarse cualquiera de los métodos de cálculo aceptados por los proyectistas, en esta ocasión se ha utilizado el programa DMElect Instalaciones de Edificios que se basa en las curvas “f” del programa F-CHART utilizando métodos de iteración de cálculo, cumpliendo la normativa especificada en el apartado.

El método de cálculo especificará, para cada mes, los valores medios de:

- La demanda energética.
- La aportación del sistema solar.
- El rendimiento de la instalación.

También se deben especificar las aportaciones globales anuales definidas por:

- La demanda de energía térmica total anual.
- La energía solar térmica aportada total anual.
- La aportación media anual (%).

Se usará este método para llevar a cabo el cálculo de las cargas térmicas del edificio y de la cobertura solar, y en función de ella una primera aproximación a la superficie necesaria a instalar para satisfacer la demanda de agua caliente sanitaria y calefacción.

El método de cálculo estima el número de colectores y el volumen de acumulación a partir de los datos de demanda y de las características del tipo del colector solar elegido.

En función de esta aproximación, del volumen de acumulación (fijado por la demanda y los catálogos comerciales) y del tipo de colector elegido, se determinará la superficie real a instalar y con esto la demanda energética cubierta por la instalación.

Una vez fijados todos los datos anteriores, se dimensionarán el resto de los componentes de la instalación en función de las necesidades.

El método de cálculo estima el número de colectores y el volumen de acumulación a partir de los datos de demanda y de las características del tipo de colector solar elegido.

- **NORMATIVA APLICABLE**

- Código técnico de la edificación (CTE). HE-4 “Contribución solar mínima de ACS”. “En los edificios, con previsión de demanda de agua caliente sanitaria o de climatización de piscina cubierta, en los que así se establezca en este CTE, una parte de las necesidades energéticas térmicas derivadas de esa demanda se cubrirá mediante la incorporación en los mismos de sistemas de captación,

almacenamiento y utilización de energía solar de baja temperatura, adecuada a la radiación solar global de su emplazamiento y a la demanda de agua caliente del edificio.”

- Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios (RITE).

“Los edificios dispondrán de instalaciones térmicas apropiadas destinadas a proporcionar el bienestar térmico de sus ocupantes, regulando el rendimiento de las mismas y de sus equipos. Esta exigencia se desarrolla actualmente en el vigente Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios, RITE, y su aplicación quedará definida en el proyecto del edificio.”

- Ordenanzas solares municipales.

En todas las ordenanzas se disponen obligaciones añadidas para cubrir una fracción solar determinada, calcular la demanda con un número de personas establecido e incluir un factor de simultaneidad, entre otros detalles.

3.5. Cálculos de la instalación

Se abordará todo lo relacionado con los cálculos necesarios para llevar a cabo la instalación de la vivienda unifamiliar. Desde la potencia necesaria para cubrir las necesidades de consumo, hasta la selección de los materiales. Se trata de un tema de gran importancia para garantizar la seguridad y el correcto funcionamiento de la instalación, por lo que es fundamental conocer los aspectos clave que se deben tener en cuenta durante todo el proceso.

3.5.1. Cálculo de la demanda energética

En las instalaciones de climatización y A.C.S., la carga es la demanda térmica que la instalación debe soportar o satisfacer, el consumo energético. Debemos conocer con la máxima precisión posible las necesidades energéticas, función de los consumos previstos y de los usuarios de la instalación.

La demanda energética en instalaciones de agua caliente sanitaria viene dada por el volumen de consumo diario y las temperaturas de consumo y de agua fría.

En la siguiente tabla se pueden apreciar cual es la demanda referencia de ACS, se extrae del DBHE, se ubica en el anejo F.

Tabla 3.6 Demanda de referencia de ACS

Anejo F Demanda de referencia de ACS

- 1 La demanda de referencia de ACS para edificios de uso residencial privado se obtendrá considerando unas necesidades de 28 litros/día·persona (a 60°C), una ocupación al menos igual a la mínima establecida en la tabla a-Anejo F y, en el caso de viviendas multifamiliares, un factor de centralización de acuerdo a la tabla b-Anejo F, incrementadas de acuerdo con las pérdidas térmicas por distribución, acumulación y recirculación.

Tabla a-Anejo F. Valores mínimos de ocupación de cálculo en uso residencial privado

Número de dormitorios	1	2	3	4	5	6	≥6
Número de Personas	1,5	3	4	5	6	6	7

Tabla b-Anejo F. Valor del factor de centralización en viviendas multifamiliares

Nº viviendas	N≤3	4≤N≤10	11≤N≤20	21≤N≤50	51≤N≤75	76≤N≤100	N≥101
Factor de centralización	1	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70

Para el cálculo o estimación de la demanda en litros se utilizan según los casos los siguientes datos:

$$D_a = Q \cdot n \cdot r \cdot c_p \cdot (T_{ac} - T_{af}) \quad (E-18)$$

Siendo:

D_a = Demanda de energía térmica mensual (J/mes).

Q = Consumo de agua caliente por día a la temperatura de acumulación (l/día).

n = Nº de días del mes considerado.

r = Densidad del agua (1 kg/l).

c_p = Calor específico a presión constante del agua (4186 J/kg°C).

T_{ac} = Temperatura de acumulación (°C).

T_{af} = Temperatura del agua fría de red (°C).

En nuestro caso el consumo de ACS de la vivienda unifamiliar se puede ver en la tabla 3.7. Es una tabla mensual donde se puede apreciar al final la demanda anual de ACS.

Tabla 3.7 Demanda de ACS

Mes	Demanda máx.diaria (l/día a 60 °C)	Utilización %	Demanda diaria (l/día a 60 °C)	Nº días/mes	Demanda mensual (l/mes a 60 °C)	Demanda mensual (l/mes a 50 °C)
Enero	112	100	112	31	3472	4261,09
Febrero	112	100	112	28	3136	3882,67
Marzo	112	100	112	31	3472	4318,83
Abril	112	100	112	30	3360	4200
Mayo	112	100	112	31	3472	4385,68

Junio	112	100	112	30	3360	4320
Julio	112	100	112	31	3472	4557
Agosto	112	100	112	31	3472	4557
Septiembre	112	100	112	30	3360	4348,24
Octubre	112	100	112	31	3472	4385,68
Noviembre	112	100	112	30	3360	4179,51
Diciembre	112	100	112	31	3472	4279,44
Demanda anual (l/año)					40880	51675,14

Por otro lado, en esta tabla se aprecia la demanda energética de ACS, también separada por meses donde al final de la misma se comprueba la energía anual en Megajulios.

Tabla 3.8 Demanda energética de ACS

Mes	Demanda mensual (l/mes a 50 °C)	T ^a acumulación (°C)	T ^a agua fría red (°C)	Energía calor. mens. (MJ/mes)
Enero	4261,09	50	6	784,82
Febrero	3882,67	50	8	682,62
Marzo	4318,83	50	9	741,22
Abril	4200	50	10	703,25
Mayo	4385,68	50	12	697,62
Junio	4320	50	15	632,92
Julio	4557	50	18	610,42
Agosto	4557	50	18	610,42
Septiembre	4348,24	50	16	618,86
Octubre	4385,68	50	12	697,62
Noviembre	4179,51	50	9	717,31
Diciembre	4279,44	50	7	770,29
Energía calor. anual (MJ/año)				8267,38

3.5.2. Selección y disposición de los captadores

El método de cálculo utilizado es el sistema F-CHART de aplicación a instalaciones de agua caliente sanitaria con colectores solares, que permite realizar el cálculo de la cobertura solar y del rendimiento medio para periodos de cálculo mensuales y anuales. El dimensionado se ha realizado considerando los colectores solares inclinados 42° con respecto a la horizontal. El método de cálculo estima el número de colectores y el volumen de acumulación a partir de los datos de la demanda. El campo de captadores se situará sobre la cubierta que está inclinada 15°.

Los captadores serán de la marca Termicol, modelo T20C, del tipo plano con cubierta transparente sin reflector. La longitud del captador es de 2,11 metros existiendo una distancia mínima entre filas de captadores de 3,28 metros.

Sus parámetros de rendimiento serán los siguientes:

- Ecuación característica: $\eta = \eta_0 - a_1(t_m - t_a)/G - a_2(t_m - t_a)^2/G$ (E-19)
- Rendimiento óptico, η_0 : 0,739

- Coeficiente global de pérdidas de primer grado, a_1 (W/m²K): 6,341
- Coeficiente global de pérdidas de segundo grado, a_2 (W/m²K²): 0,017
- Área referencia: Apertura

La contribución o fracción solar de la superficie captadora anual será de un 65,46%. El número de captadores del que consta la instalación es de 2 con una superficie de captación total de 3,82 m². La radiación solar total anual sobre captadores es de 22030,89 MJ, siendo el rendimiento medio anual de la instalación solar del 25,79%.

La relación V/A es el volumen de acumulación expresado en litros entre la suma de las áreas de los captadores en metros cuadrados, tiene que situarse entre $50 < (V/A) < 180$, en nuestro caso será de 52,36.

En la figura 3.6 se dispone de la demanda energética anual en MJ y el ahorro energético total o la energía solar térmica útil anual aportada en MJ representada en los distintos meses del año.

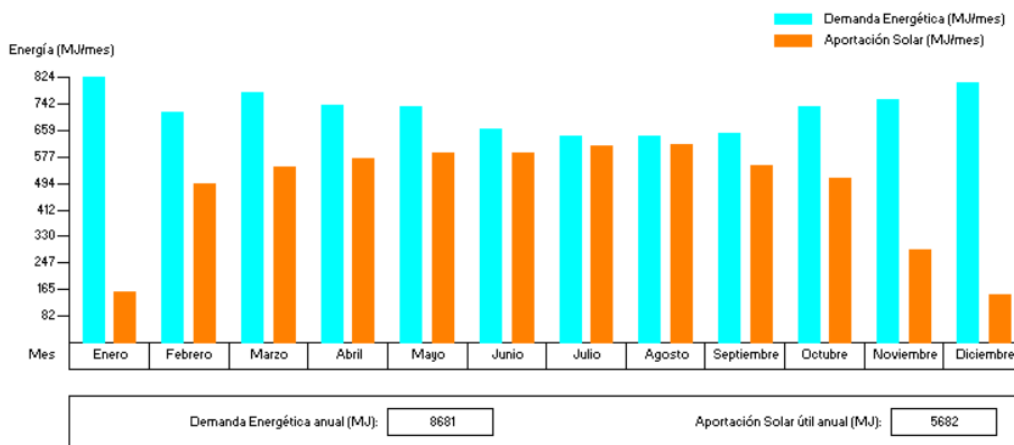


Figura 3.6 Demanda energética y aportación solar

Por otro lado, en la figura 3.7 puede verse la fracción solar anual representada mes a mes.

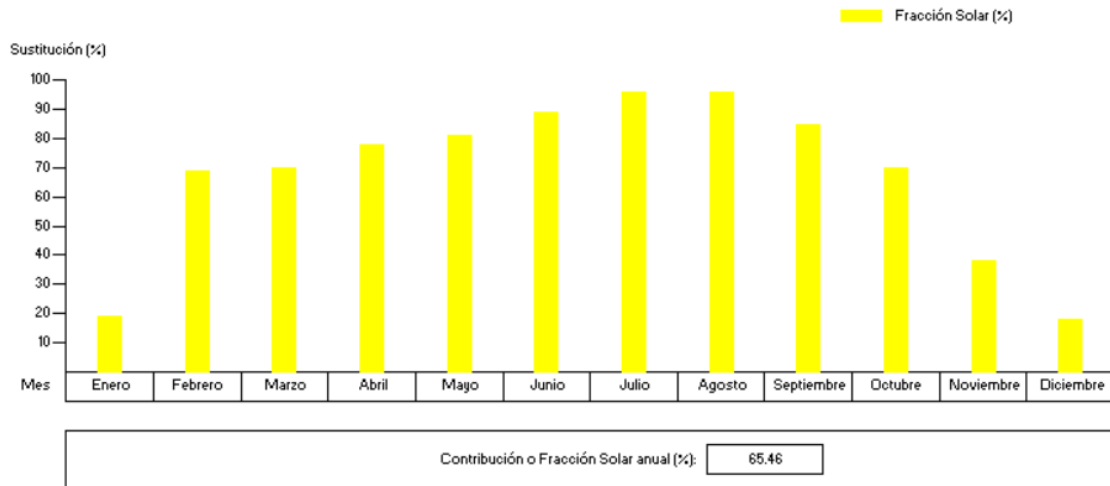


Figura 3.7 Fracción solar anual

Las pérdidas por sombras pueden venir de dos tipos de obstáculos: de elementos que obstruyen el horizonte (montañas, edificios...) y entre captadores del mismo campo. El Código Técnico proporciona un método para calcular las pérdidas por obstáculos remotos y fija la distancia mínima entre filas de captadores para reducir las sombras propias del campo. No existen en los alrededores del edificio obstáculos que puedan proyectar sombras sobre los captadores, por lo que las pérdidas por sombras serán del 0%.

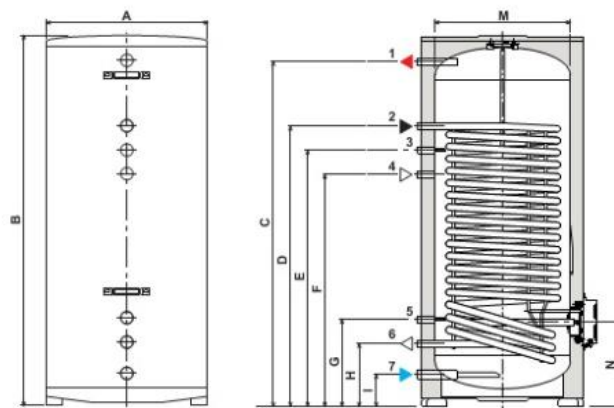
De la misma manera no se consideran pérdidas por orientación e inclinación, por lo que las pérdidas por orientación e inclinación serán del 0% pudiendo haber sido un máximo admisible del 10%.

3.5.3. Volumen de acumulación

El sistema de acumulación será centralizado, con un depósito instalado de una capacidad total de acumulación de 200 litros debido a que el consumo medio diario para el día más desfavorable es de 147 litros al día.

El depósito será de tipo interacumulador solar con serpentín sumergido del fabricante Ferroli modelo ECOUNT. La temperatura de acumulación será de 50° centígrados.

El interacumulador será como el que se adjunta en la figura 3.8



MODELO	CAPACIDAD (L)	DIMENSIONES										Conexiones ACS	Conexiones serpentín	Conexión recirculación	
		A	B	C	D	E	F	G	H	I	M				N
ECOUNIT F 200-1C	200	540	1453	1344	1084	984	884	334	234	124	440	324	3/4	3/4	3/4

Figura 3.8 Interacumulador Ferroli Ecounit

3.5.4. Conducciones

En el circuito primario se pueden utilizar tanto cobre como acero inoxidable para las tuberías, con uniones soldadas, roscadas o embridadas, y deben contar con protección exterior mediante pintura anticorrosiva. En el circuito secundario o de agua caliente sanitaria, se permite el uso de cobre, acero inoxidable y materiales plásticos que soporten la temperatura adecuada y que estén autorizados por las compañías de suministro de agua. Aunque los materiales plásticos ofrecen precios competitivos y evitan la corrosión, presentan una mayor dilatación que los metales. En general, el cobre es el material recomendado por su resistencia a la corrosión, ductilidad, maleabilidad, inocuidad y costo accesible.

El dimensionado del circuito hidráulico se ha realizado considerando un caudal de 0.46 l/s, y teniendo en cuenta que la pérdida de carga unitaria de cada tramo no supere los 49 mm.c.a. por metro lineal.

También se ha considerado que en ningún tramo se supere la velocidad de 2 m/s, según establece la normativa vigente.

Considerando todo lo anterior los diámetros de las tuberías se indican en los planos correspondientes.

3.5.5. Sistema eléctrico y de control

El sistema eléctrico y de control que se utilizará en la instalación cumplirá con el Reglamento Electrotécnico para Baja Tensión (REBT) en todos los puntos que correspondan. Los cuadros serán diseñados de acuerdo con estas especificaciones y se construirán siguiendo las normativas del REBT y las recomendaciones de la Comisión Electrotécnica Internacional (CEI).

El usuario estará protegido contra posibles contactos directos e indirectos y se garantizará el funcionamiento del sistema de control en un rango de temperatura ambiente de -10°C a 50°C como mínimo. Además, los sensores de temperatura deberán soportar los valores máximos previstos para la temperatura en el lugar donde se ubican. Para instalaciones de ACS, los sensores deberán soportar una temperatura de hasta 100°C sin alteraciones superiores a 1°C .

La localización e instalación de los sensores de temperatura deberán asegurar un buen contacto térmico con la zona de medición. Para ello, se instalarán los sensores de inmersión en contracorriente con el fluido y se aislarán contra la influencia de las condiciones ambientales que les rodean.

La ubicación de las sondas se realizará de forma que midan exactamente las temperaturas que se quieren controlar, instalándose los sensores en el interior de vainas y evitando las tuberías separadas de la salida de los captadores y las zonas de estancamiento en los depósitos. Se utilizarán preferentemente sondas de inmersión y se cuidará que exista una adecuada unión entre las sondas por contacto y la superficie metálica.

3.5.6. Vaso de Expansión, purgadores y válvulas

El vaso de expansión es un componente esencial en todas las instalaciones de agua caliente sanitaria (figura 3.9), su función es absorber las dilataciones del fluido caloportador. En este proyecto se utilizará un sistema de expansión cerrado para garantizar que, incluso en caso de interrupción del suministro de potencia a la bomba de circulación del circuito de captadores, se pueda restaurar automáticamente la operación cuando la potencia esté disponible nuevamente. Además, los vasos de expansión cerrados deberán cumplir con el Reglamento de Recipientes a Presión y estar debidamente timbrados.



Figura 3.9 Vaso de expansión

La tubería de conexión del vaso de expansión no se aislará térmicamente y tendrá el volumen suficiente para enfriar el fluido antes de que alcance el vaso. En cuanto

al cálculo del volumen de dilatación, se considerará como mínimo el 4,3% del volumen total de fluido en el circuito primario, que deberá ser capaz de compensar el volumen del medio de transferencia de calor en todo el grupo de captadores completo, incluyendo todas las tuberías de conexión entre captadores, incrementado en un 10%.

Los vasos de expansión cerrados deberán dimensionarse de tal manera que la presión mínima en frío, en el punto más alto del circuito, no sea inferior a 1.5Kg/cm^2 , y que la presión máxima en caliente en cualquier punto del circuito no supere la presión máxima de trabajo de los componentes. En caso de que el fluido caloportador pueda evaporarse bajo condiciones de estancamiento, se deberá realizar un dimensionamiento especial para el volumen de expansión. Por último, es importante señalar que no se debe colocar ninguna válvula en los tubos que comuniquen el circuito con el depósito.

El sistema de purga de un circuito solar es esencial para su correcto funcionamiento y debe estar ubicado en la batería de captadores. Además, el trazado del circuito debe diseñarse de manera que facilite el desplazamiento del aire atrapado hacia los puntos altos.

Para asegurar que el aire acumulado en los puntos altos del circuito se elimine correctamente, los trazados horizontales de tubería deben tener una pendiente mínima del 1% en el sentido de la circulación. También se deben instalar sistemas de purga en los puntos altos de la salida de las baterías de captadores y en todos aquellos puntos de la instalación donde pueda quedar aire acumulado. Estos sistemas de purga deben estar constituidos por botellines de desaireación (purgador de aire) y purgador manual o automático.

Si se instala un desaireador con purgador automático como el de la figura 3.10 a la salida del circuito solar, y antes del intercambiador, se puede reducir el volumen de los sistemas de purga necesarios. Sin embargo, es importante colocar las líneas de purga de tal forma que no puedan helarse ni producirse acumulación de agua entre líneas.

Para garantizar la seguridad de las personas, los materiales y el medio ambiente, los orificios de descarga deben estar dispuestos de tal forma que el vapor o medio de transferencia de calor que salga por las válvulas de seguridad no represente ningún riesgo.



Figura 3.10 Desaireador con purgador automático

Se evitará el uso de purgadores automáticos cuando se prevea la formación de vapor en el circuito. Los purgadores automáticos deberán soportar, al menos, la temperatura de estancamiento del captador.

La elección de las válvulas se realizará de acuerdo con la función que desempeñan y sus condiciones extremas de funcionamiento (presión y temperatura), siguiendo preferentemente los criterios siguientes:

- Para aislamiento: válvulas de esfera. (figura 3.11)
- Para equilibrado de circuitos: detentor.
- Para vaciado: válvulas de esfera o de macho.
- Para llenado: válvulas de esfera.
- Para purga de aire: válvulas de esfera o de macho.
- Para seguridad: válvulas de resorte.
- Para retención: válvulas de disco de doble compuerta, o de clapeta.



Figura 3.11 Válvula de esfera

Las válvulas de seguridad serán capaces de derivar la potencia máxima del captador o grupo de captadores, incluso en forma de vapor, de manera que en ningún caso se sobrepase la máxima presión de trabajo del captador o del sistema.

Las válvulas de retención se situarán en la tubería de impulsión de la bomba, entre la boca y el manguito antivibratorio, y, en cualquier caso, aguas arriba de la válvula de intercepción.

Los purgadores automáticos de aire se construirán con los siguientes materiales:

- Cuerpo y tapa: fundición de hierro o de latón.
- Mecanismo: acero inoxidable.
- Flotador y asiento: acero inoxidable.
- Obturador: goma sintética.

Los purgadores automáticos serán capaces de soportar la temperatura máxima de trabajo del circuito.

3.5.7. Bomba de circulación

La bomba de circulación se escoge a partir de los cálculos de caudal y altura de pérdidas del circuito, en la figura 3.12 se ve un ejemplo de la bomba.

La bomba es una herramienta fundamental en diversas aplicaciones de la industria, y se caracteriza por su eficiencia y durabilidad. A continuación, se presentan algunas de las principales características.

La bomba de circulación con rotor húmedo está diseñada con un rotor en contacto con el agua, lo que permite un intercambio térmico eficiente entre el agua y la bomba. El rotor está compuesto por un eje central y una serie de paletas o álabes que giran alrededor del eje. Al girar, el rotor genera una presión que impulsa el agua a través de las tuberías del sistema.

Una de las ventajas de este tipo de bomba es su eficiencia energética. Al estar en contacto directo con el agua, el calor generado por el motor de la bomba se disipa rápidamente, evitando pérdidas energéticas significativas. Además, la eficiencia hidráulica del rotor húmedo permite un mejor rendimiento en comparación con otras bombas convencionales.

Además, la bomba de circulación con rotor húmedo tiene un diseño compacto y un funcionamiento silencioso. Esto permite su instalación en espacios reducidos y evita molestias acústicas en el entorno.

El cuerpo hidráulico de la bomba está hecho de latón, que es inalterable a la corrosión. El árbol del rotor está hecho de acero inoxidable y los cojinetes están hechos de grafito auto-lubricado por el agua de la instalación.

La bomba también cuenta con un motor autoprotegido contra sobrecargas, lo que significa que no necesita un guardamotor adicional. Además, se puede conectar directamente a la tubería mediante racores.

Otras características importantes de la bomba incluyen su protección integral contra depósitos calcáreos, lo que ayuda a prolongar la vida útil de la bomba, así como su funcionamiento silencioso.

Por último, la protección eléctrica de la bomba se clasifica como IP 42, lo que significa que está protegida contra la entrada de objetos sólidos mayores de 1 mm y contra el goteo vertical.



Figura 3.12 Bomba de circulación

3.6. Suelo radiante

El emisor elegido para el acondicionamiento térmico es el sistema radiante por agua caliente. Esta elección viene causada por el análisis de las siguientes ventajas:

- Evita instalar los elementos emisores en las áreas donde las personas realizan sus actividades.
- Es posible utilizar líquidos que transfieren calor con niveles térmicos bajos, los cuales pueden ser generados por sistemas de producción de calor más respetuosos con el medio ambiente.

A continuación, se muestran dos características destacables de este tipo de sistema de calefacción:

- El nivel de confort térmico es mejor, pues se controla la temperatura radiante con la que intercambia el cuerpo humano radiación calorífica de manera uniforme en todas las direcciones, lo que proporciona una sensación más agradable de bienestar.
- El ahorro energético, debido a que la temperatura de trabajo del fluido caloportador podrá ser inferior en calefacción y superior en refrigeración si se utiliza un sistema radiante en paredes, techos o suelos. Adicionalmente, al poder tener menor diferencia de temperatura entre el interior y el exterior

(menor temperatura del aire en invierno y mayor en verano), el intercambio energético será inferior.

Las diferencias fundamentales con el resto de los sistemas de acondicionamiento de un suelo radiante son:

- La temperatura de trabajo del agua para el suelo radiante en los meses de invierno está comprendida entre los 30°C y 50°C, sin superar nunca los 55°C. Esto permite usar generadores de calor a baja temperatura como pueden ser las bombas de calor o los paneles solares, así como calderas de baja temperatura o condensación.
- Durante los meses de verano, la temperatura del suelo radiante estará en torno a los 7°C, absorbiendo el exceso de calor a través del pavimento y de la capa de mortero y, finalmente, disipándolo hacia el exterior de la vivienda.
- Un local calefactado por un sistema radiante posee una temperatura muy uniforme. Las asimetrías radiantes provocadas por zonas frías como grandes ventanales pueden ser compensadas con un aumento de la densidad de tuberías radiantes, reduciendo la distancia de separación entre ejes de tubería, en las zonas donde se encuentren las superficies acristaladas (zona perimetral).
- La ausencia en paredes y techos de emisores de calor aumenta el espacio disponible y la estética de la estancia.
- La velocidad del aire en los sistemas radiantes no supera los 0,05 m/s por lo que los movimientos de partículas son muy reducidos, mejorando la calidad del aire interior y sin riesgo de discomfort térmico local por corrientes de aire fluctuantes (turbulencias).
- Los sistemas radiantes disminuyen la probabilidad de contraer afecciones respiratorias, al no existir corrientes de aire, y evita el dolor de cabeza provocado por el aire excesivamente caliente a esa altura.
- En el intervalo de temperaturas ambiente de 20 a 28°C, el cuerpo humano intercambia un 30% de calor por convección, un 45% por radiación y un 25% por transpiración evaporativa. Calentando o enfriando superficies grandes se aumentará la eficacia de los intercambios entre el cuerpo y el entorno. El ahorro energético que produce un sistema radiante en comparación con otros sistemas que usan el mismo tipo de energía primaria se debe a:
 - Menor temperatura del agua de distribución. La temperatura en las tuberías generales es como mínimo 25°C inferior a la de los sistemas convencionales disminuyendo considerablemente las pérdidas de calor.
 - Temperatura inferior en el techo. El techo de una habitación con suelo radiante puede alcanzar temperaturas inferiores entre 6 a 10°C con respecto a otros sistemas, reduciendo las pérdidas por transmisión.
 - Menor temperatura del aire ambiente. Una calefacción de suelo radiante consigue un confort térmico a una temperatura del aire

ambiente alrededor de 20°C, mientras que por radiadores el aire debe situarse a unos 22°C.

Como inconvenientes de los sistemas radiantes se encuentra la posibilidad de fugas cuya reparación es mucho más costosa que en otros sistemas. Además, el hecho de que los paneles de calefacción radiante sean horizontales puede plantear problemas de purga de aire, así como una gran dificultad en el vaciado de la instalación. Por estos motivos hay que poner especial cuidado tanto en el cálculo de la instalación, como en el montaje adecuado del sistema.

3.6.1. Componentes básicos de un sistema radiante

A continuación, se presentan los principales componentes de un sistema radiante, así como las principales características que deben tener cada uno de los elementos que componen la instalación. En la Figura 3.13 se muestran algunos de los componentes que se encuentran normalmente en las instalaciones de suelo radiante.

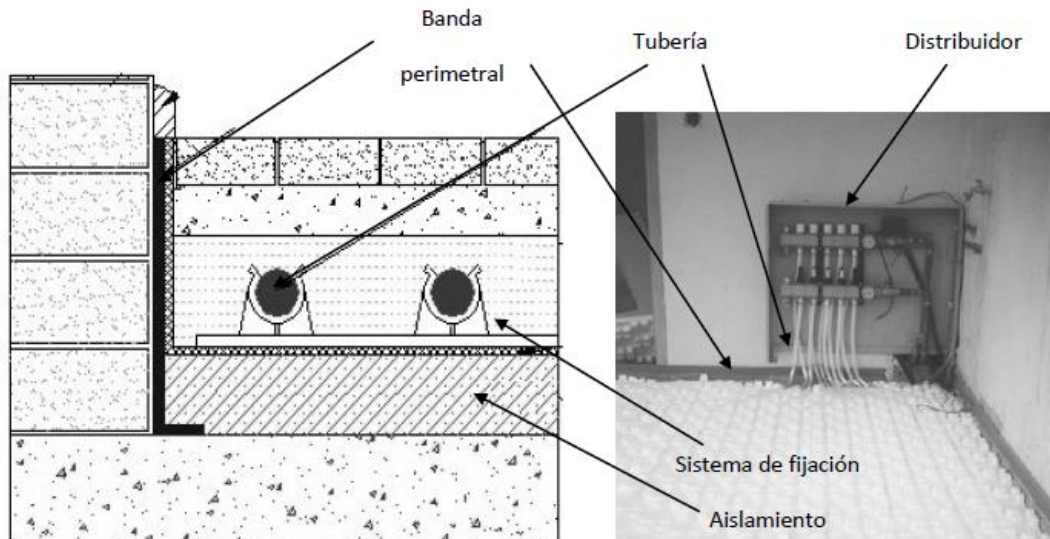


Figura 3.13 Componentes del suelo radiante

- TUBERÍAS

Las tuberías que actualmente se utilizan son las termoplásticas. Estas son de plástico y resistentes a temperaturas de trabajo incluso superiores a los 100°C.

Comúnmente se emplean tres variedades de plásticos: polipropileno copolímero (PP-c); polibutileno (PB) y multicapa de polietileno reticulado con una capa de aluminio en su interior (PERO o Pol-Al-PEX). Estos tres elementos consisten en polímeros compuestos por macromoléculas que, a su vez, se forman mediante la unión de monómeros de moléculas orgánicas de menor tamaño. Con frecuencia, estos materiales reciben tratamientos como el de “barrera de oxígeno”, que mejora las prestaciones específicas de los materiales.

Los tres tipos de tuberías termoplásticas mencionadas tienen características comunes que son:

- Flexibles, lo que facilita la instalación en el suelo.
- Soportan adecuadamente la presión de trabajo a las temperaturas habituales de operación.
- Paredes muy lisas y sensibles a la componente ultravioleta de la radiación solar, que provoca en ellas efectos de envejecimiento y pérdida de elasticidad.

En la tabla 3.9 se muestran las características físicas más importantes de los tres tipos de tuberías de plástico.

Tabla 3.9 Características físicas de las tuberías de plástico.

Características	Polibutileno (PB)	Polipropileno (PP-C)	Polietileno reticulado (PER)
Densidad [g/cm ³]	0,93	0,91	0,94
Resistencia a la rotura [N/mm ²]	33	45	23
Alargamiento hasta rotura [%]	280	1.100	250
Módulo de elasticidad [N/mm ²]	350	1.000	750
Conductividad térmica [W/mk]	0,22	0,22	0,38
Coefficiente de dilatación lineal [mm/m°C]	0,13	0,18	0,19

Sobre la tubería se agrega una capa de mortero con un espesor de entre 4 y 6 cm, que servirá como base para el acabado final del suelo, como cerámica, parquet, mármol, moqueta, entre otros. El mortero debe tener la consistencia adecuada para evitar la formación de bolsas de aire que dificultan la transmisión de calor desde la tubería hasta la superficie. Existen ciertos aditivos que aumentan la fluidez del mortero, reduciendo la presencia de burbujas.

Existen diferentes configuraciones de disposición de tuberías en el suelo. A continuación, se muestran algunas de estas configuraciones contempladas en la norma Europea prEN 15377-1 de Octubre de 2005. De estas, la más común es la de tipo A. (Figura 3.14)

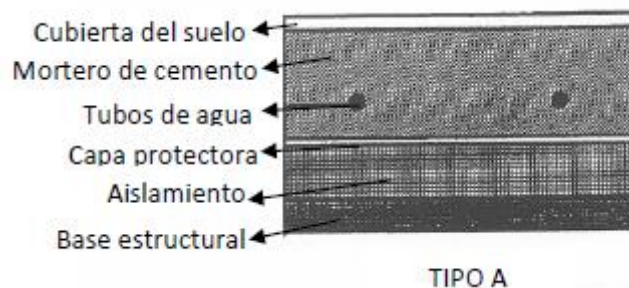


Figura 3.14 Configuración tipo A

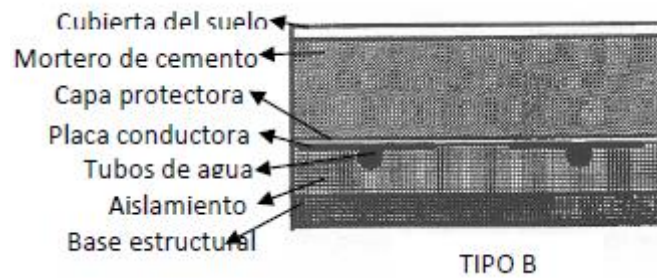


Figura 3.15 Configuración tipo B

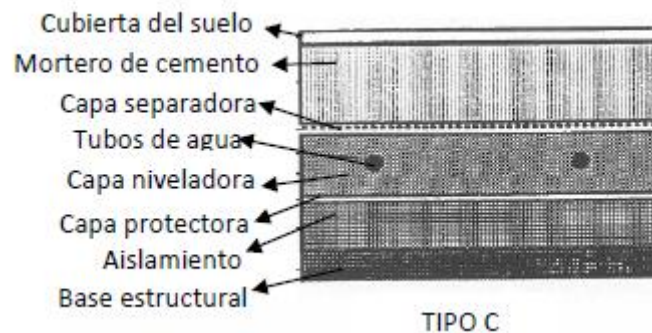


Figura 3.16 Configuración tipo C

- AISLAMIENTOS

A fin de evitar que el calor se disipe hacia abajo, es necesario instalar un aislante entre el forjado y el mortero que cubre los tubos. El material más comúnmente utilizado con este propósito es el poliestireno expandido de alta densidad, también conocido como porexpan (ver figura 3.13). Se requiere una densidad superior a los 20 kg por metro cúbico para que el material pueda soportar sin deformaciones tanto la losa del pavimento como cualquier objeto que se encuentre sobre ella.

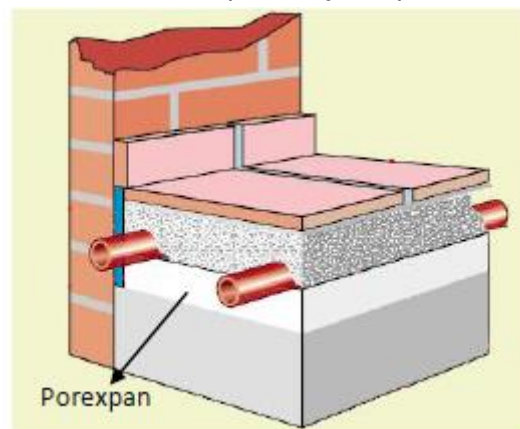


Figura 3.17 Aislante porexpan

Otro método comúnmente utilizado es la colocación del tubo en una plancha de aislamiento, la cual cuenta con tetones que permiten fijar el tubo. Si bien este sistema implica un costo adicional, facilita la instalación del tubo y establece una distancia fija entre los centros de dos tetones contiguos, lo que permite colocar las

tuberías en múltiplos de dicha distancia. Los modelos estándar permiten separaciones de tubos de 8, 16, 24 y 32 cm o de 5, 10, 15, 20, 25 y 30 cm (ver figura 3.18).

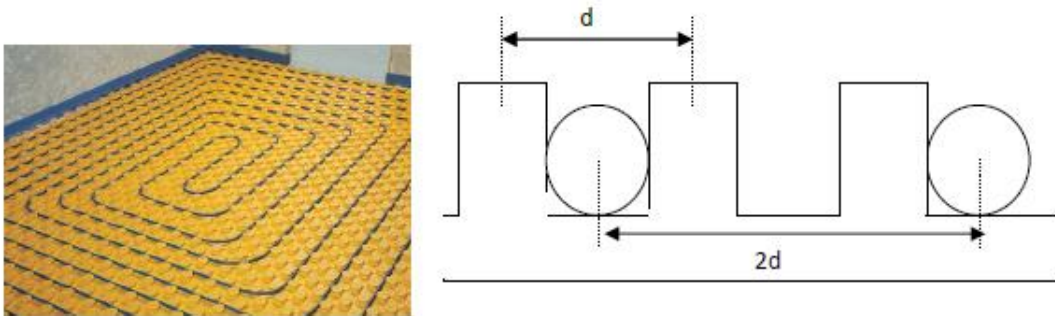


Figura 3.18 Sistema de plancha de aislamiento

- SISTEMAS DE FIJACIÓN

La tubería ha de ser fijada al aislante, para ello se utilizan sistemas de fijación que no deterioren la misma. Los sistemas más comunes son los siguientes:

- a. Fijación con guías: En este caso, se fijan guías metálicas o de plástico al aislamiento base mediante tacos y tornillos. Las guías cuentan con grapas que sirven para sujetar el tubo. Este método solo permite la distribución del tubo en forma de serpentin y no en espiral.



Figura 3.19 Fijación con guías

- b. Fijación con grapas: consiste en unas grapas que se roscan o clavan sobre el aislamiento donde se encaja posteriormente el tubo.



Figura 3.20 Fijación por grapas

- c. Fijación incorporada en el aislamiento: Las planchas tienen tetones entre los que se inserta el tubo. A veces es necesario completar la fijación con grapas, especialmente en curvas de 180° donde el tubo puede levantarse. Estos sistemas también cuentan con bandas salientes estrechas para mantener el

tubo separado del aislamiento unos milímetros, permitiendo que el mortero lo envuelva por completo. Actualmente, este método de placa base con tetón y sistema de fijación incorporado es el más utilizado.



Figura 3.21 Fijación en el aislamiento

- BANDA PERIMETRAL

Se trata de una cinta aislante que se coloca alrededor de todo el borde de una habitación para separar el mortero y el suelo de las paredes, permitiendo su dilatación y reduciendo la pérdida de calor causada por el puente térmico entre el suelo y las paredes y cerramientos laterales.



Figura 3.22 Banda perimetral

El material utilizado para este elemento suele ser poliuretano, poliestileno expandido o algún otro material aislante. Su espesor no suele ser superior a 10mm y su altura de 10 a 16cm.

- DISTRIBUIDOR

El propósito de este equipo es llevar el agua de la tubería principal a cada uno de los circuitos que proporcionan calor a las habitaciones y áreas perimetrales, y luego recolectar el agua y llevarla de vuelta al generador. El distribuidor está compuesto de dos colectores horizontales paralelos, a los cuales se conectan todos los elementos de la instalación, tales como válvulas y detentores para regular el flujo de agua, purgadores automáticos de aire, termómetros, grifos de vaciado, entre otros. A partir de estos colectores, se extienden los tubos que se utilizan para distribuir el agua caliente. Uno de los tubos colectores es el de salida y el otro es el de retorno.



Figura 3.23 Distribuidor radiante

Los distribuidores cuentan con válvulas micrométricas de doble regulación y detentores que se utilizan para equilibrar hidráulicamente la instalación. Esto garantiza que cada circuito reciba el flujo de agua adecuado. Las válvulas permiten abrir o cerrar los circuitos y ajustar el caudal para modificar la potencia de calefacción o refrigeración en cada uno de ellos.



4. Cálculos

En el apartado de cálculos se llevarán a cabo una serie de análisis y evaluaciones importantes para el diseño y la construcción de la vivienda. Se emplearán diversas fórmulas y metodologías para realizar los cálculos necesarios.

En este caso, se abordarán los cálculos de las cargas térmicas, la instalación de suelo radiante, la instalación solar y la fontanería de una vivienda utilizando el programa DMELECT.

4.1. Cargas térmicas

Los cálculos de las cargas térmicas son esenciales para determinar la cantidad de calor necesaria para mantener la temperatura adecuada en la vivienda. Estos cálculos se realizan teniendo en cuenta la ubicación geográfica, la orientación de la casa, el aislamiento térmico, entre otros factores relevantes.

4.1.1 Resumen de fórmulas

A continuación, se procede a señalar el resumen de las fórmulas empleadas por el programa.

4.1.1.1. Carga térmica de calefacción de un local "Qct"

La carga térmica de calefacción de un local es un cálculo fundamental que se realiza en el diseño y construcción de sistemas de calefacción. Esta fórmula permite determinar la cantidad de calor necesaria para mantener una temperatura confortable en el interior del local, teniendo en cuenta diferentes factores que influyen en el balance térmico.

La carga térmica de calefacción de un local se basa en la transferencia de calor por convección, conducción y radiación, así como en la ventilación y los intercambios térmicos entre el local y el exterior. Es importante tener en cuenta que cada local tiene características diferentes que pueden influir en la carga térmica, como la ubicación, la orientación, el aislamiento térmico o el tamaño.

El cálculo de la carga térmica de calefacción se realiza mediante la aplicación de diferentes fórmulas y metodologías que permiten estimar la cantidad de calor que se pierde por unidad de tiempo a través de las paredes, techos, suelos, ventanas y puertas del local. Además, se tienen en cuenta las pérdidas de calor debidas a la ventilación y a los intercambios térmicos entre el local y el exterior.

La fórmula empleada será:

$$Q_{ct} = (Q_{stm} + Q_{si} - Q_{saip}) \cdot (1+F) + Q_{sv}$$

Siendo:

Q_{stm} = Pérdida de calor sensible por transmisión a través de los cerramientos (W).

Q_{sj} = Pérdida de calor sensible por infiltraciones de aire exterior (W).

Q_{saip} = Ganancia de calor sensible por aportaciones internas permanentes (W).

F = Suplementos (tanto por uno).

Q_{sv} = Pérdida de calor sensible por aire de ventilación (W).

4.1.1.1.1 Pérdida de calor sensible por transmisión a través de los cerramientos "Q_{stm}"

La pérdida de calor sensible por transmisión a través de los cerramientos es una de las principales fuentes de pérdida de energía en los edificios y viviendas. La transmisión de calor a través de las paredes, techos, suelos, ventanas y puertas puede afectar significativamente el confort térmico en el interior de los espacios habitables. En este sentido, la fórmula de pérdida de calor sensible por transmisión a través de los cerramientos es una herramienta clave para el diseño y cálculo de sistemas de calefacción y refrigeración.

Su fórmula es:

$$Q_{stm} = U \cdot A \cdot (T_i - T_e)$$

Siendo:

U = Transmitancia térmica del cerramiento (W/m² K). Obtenido según CTE DB-HE1.

A = Superficie del cerramiento (m²).

T_i = Temperatura interior de diseño del local (°K).

T_e = Temperatura de diseño al otro lado del cerramiento (°K).

4.1.1.1.2. Pérdida de calor sensible por infiltraciones de aire exterior "Q_{si}"

Las infiltraciones de aire exterior son una fuente de pérdida de calor sensible que se producen a través de grietas, rendijas, huecos y otros elementos constructivos. Estas infiltraciones pueden afectar al interior de los espacios habitables, y son una preocupación importante en el diseño y cálculo de sistemas de calefacción y refrigeración. La fórmula de pérdida de calor sensible por infiltraciones de aire exterior permite estimar la cantidad de calor que se pierde debido a estas infiltraciones y es una herramienta clave para optimizar el consumo energético y garantizar el confort térmico de los habitantes.

$$Q_{si} = V_{ae} \cdot 0,33 \cdot (T_i - T_e)$$

Siendo:

V_{ae} = Caudal de aire exterior frío que se introduce en el local (m³/h).

T_i = Temperatura interior de diseño del local (°K).

T_e = Temperatura exterior de diseño (°K).

El caudal de aire exterior " V_{ae} " se estima como el mayor de los descritos a continuación (2 métodos).

4.1.1.1.2.1. Infiltraciones de aire exterior por el método de las Rendijas " V_i "

El método de las Rendijas es una herramienta utilizada para el cálculo de infiltraciones de aire exterior. Se basa en la evaluación de la permeabilidad de las rendijas y fisuras presentes en los cerramientos, lo que permite estimar la cantidad de aire que se infiltra al interior de los espacios habitables.

$$V_i = (\sum_j f_j \cdot L_j) \cdot R \cdot H$$

Siendo:

f = Coeficiente de infiltración de puertas y ventanas exteriores sometidas a la acción del viento, a barlovento ($m^3/h \cdot m$).

L = Longitud de rendijas de puertas y ventanas exteriores sometidas a la acción del viento, a barlovento (m).

R = Coeficiente característico del local. Según RIESTSCHHEL Y RAISS viene dado por:

$$R = 1 / [1 + (\sum_j f_j \cdot L_j / \sum_n f_n \cdot L_n)]$$

$\sum_j f_j \cdot L_j$ = Caudal de aire infiltrado por puertas y ventanas exteriores sometidas a la acción del viento, a barlovento (m^3/h).

$\sum_n f_n \cdot L_n$ = Caudal de aire exfiltrado a través de huecos exteriores situados a sotavento o bien a través de huecos interiores del local (m^3/h).

H = Coeficiente característico del edificio. Se obtiene en función del viento dominante, el tipo y la situación del edificio.

4.1.1.1.2.2. Caudal de aire exterior por la tasa de Renovación Horaria " V_r "

El caudal de aire exterior por la tasa de Renovación Horaria es un parámetro fundamental en el diseño de sistemas de ventilación. Esta tasa se refiere a la cantidad de aire exterior que debe ingresar al interior de un espacio habitable en un periodo de tiempo determinado para asegurar la calidad del aire interior y el confort térmico de los habitantes. La comprensión de este concepto es esencial para garantizar un correcto dimensionamiento de los sistemas de ventilación y mejorar la eficiencia energética de los edificios.

$$V_r = V \cdot n$$

Siendo:

V = Volumen del local (m^3).

n = Número de renovaciones por hora (ren/h).

4.1.1.1.3. Ganancia de calor sensible por aportaciones internas permanentes “Qsaip”

La ganancia de calor sensible por aportaciones internas permanentes es una fórmula clave en el diseño de sistemas de climatización y ventilación de edificios. Esta fórmula se compone de tres sumandos que representan las distintas fuentes de calor que se generan en el interior del edificio y que deben ser consideradas en el cálculo de la carga térmica. El conocimiento de la fórmula contribuye a la formulación de soluciones innovadoras y sostenibles para la gestión energética y a mejorar la calidad de vida de los usuarios.

$$Q_{saip} = Q_{sil} + Q_{sp} + Q_{sad}$$

Siendo:

Q_{sil} = Ganancia interna de calor sensible por Iluminación (W).

Q_{sp} = Ganancia interna de calor sensible debida a los Ocupantes (W).

Q_{sad} = Ganancia interna de calor sensible por Aparatos diversos (motores eléctricos, ordenadores, etc).

4.1.1.1.4. Suplementos

La fórmula de suplementos es un elemento importante en el análisis de la carga térmica de un edificio. Esta fórmula se utiliza para calcular la cantidad de energía adicional necesaria para mantener una temperatura adecuada en los espacios interiores, considerando tres factores importantes: la orientación de la fachada norte, la interrupción del servicio (como la presencia de patios interiores o pasillos) y la existencia de más de dos paredes exteriores. Estos tres factores generan un mayor flujo de calor hacia el interior del edificio, lo que aumenta la carga térmica y, por tanto, la necesidad de contar con sistemas de climatización y ventilación más potentes.

$$F = Z_0 + Z_{is} + Z_{pe}$$

Siendo:

Z_0 = Suplemento por orientación Norte.

Z_{is} = Suplemento por interrupción del servicio.

Z_{pe} = Suplemento por más de 2 paredes exteriores.

4.1.1.1.5. Pérdida de calor sensible por aire de ventilación “Qsv”

Esta fórmula se utiliza para calcular la cantidad de calor que se pierde a través del aire de ventilación que se extrae de los espacios interiores del edificio. La pérdida de calor sensible por aire de ventilación es un factor crítico en el diseño de sistemas de climatización, ya que representa una fuente importante de pérdida de energía y puede afectar significativamente la eficiencia energética del edificio.

$$Q_{SV} = Vv \cdot 0,33 \cdot (T_i - T_e)$$

Siendo:

Vv = Caudal de aire exterior necesario para la ventilación del local (m^3/h).
Estimado según RITE (Real Decreto 1027/2007) y CTE DB-HS 3.

T_i = Temperatura interior de diseño del local ($^{\circ}K$).

T_e = Temperatura exterior de diseño ($^{\circ}K$). Es la temperatura de la localidad del proyecto o la proporcionada por el recuperador de energía.

4.1.1.2. Carga térmica de refrigeración de un local

La carga térmica de refrigeración de un local es un elemento fundamental en el diseño y la planificación de sistemas de refrigeración. Esta carga térmica se refiere a la cantidad de energía que se necesita para mantener una temperatura interior adecuada en el local durante los meses de verano, considerando factores como el aislamiento del edificio, la orientación de la fachada y la presencia de ventanas y puertas. La determinación de la carga térmica de refrigeración es esencial para seleccionar el sistema de refrigeración adecuado, determinar el tamaño de los equipos necesarios y estimar el consumo energético del sistema. Además, el conocimiento de esta carga térmica permite tomar medidas para mejorar la eficiencia energética del edificio, como el uso de sistemas de ventilación adecuados y la selección de materiales con propiedades aislantes.

La carga térmica de refrigeración de un local “ Q_r ” se obtiene:

$$Q_r = Q_{st} + Q_{lt}$$

Siendo:

Q_{st} = Aportación o carga térmica sensible (W).

Q_{lt} = Aportación o carga térmica latente (W).

4.1.1.2.1. Carga térmica sensible “ Q_{st} ”

La carga térmica sensible se refiere a la cantidad de energía que es necesaria para mantener una temperatura interior adecuada y confortable, considerando factores como la temperatura exterior, la radiación solar, la humedad y la presencia de equipos electrónicos y de iluminación. La fórmula de la carga térmica sensible permite calcular la cantidad de calor que debe ser removida del espacio interior del edificio para mantener una temperatura confortable, evitando la acumulación de calor y la generación de molestias térmicas en los usuarios del edificio.

$$Q_{st} = Q_{sr} + Q_{str} + Q_{stm} + Q_{si} + Q_{sai} + Q_{sv}$$

Siendo:

Q_{sr} = Calor por radiación solar a través de cristal (W).

Q_{str} = Calor por transmisión y radiación a través de paredes y techos exteriores (W).

Q_{stm} = Calor por transmisión a través de paredes, techos y puertas interiores, suelos y ventanas (W).

Q_{si} = Calor sensible por infiltraciones de aire exterior (W).

Q_{sai} = Calor sensible por aportaciones internas (W).

Q_{sv} = Calor sensible por aire de ventilación (W).

4.1.1.2.1.1. Calor por radiación solar a través de cristal “ Q_{sr} ”

La aplicación de esta fórmula permite estimar con precisión la carga térmica causada por la radiación solar a través de las ventanas y otros elementos de cristal en el edificio. Con base en esta información, se pueden tomar decisiones informadas sobre la selección de vidrios de control solar, la orientación de las ventanas y el diseño de sistemas de sombreado, con el objetivo de minimizar la ganancia de calor indeseada y optimizar el rendimiento energético del edificio.

$$Q_{sr} = R \cdot A \cdot f_{cr} \cdot f_{at} \cdot f_{alm}$$

Siendo:

R = Radiación solar (W/m^2).

-Con almacenamiento, R = Máxima aportación solar, a través de vidrio sencillo, correspondiente a la orientación, mes y latitud considerados.

-Sin almacenamiento, R = Aportación solar, a través de vidrio sencillo, correspondiente a la hora, orientación, mes y latitud considerados.

A = Superficie de la ventana (m^2).

f_{cr} = Factor de corrección de la radiación solar.

- Marco metálico o ningún marco (+17%).

- Contaminación atmosférica (-15% máx.).

- Altitud (+0,7% por 300 m).

- Punto de rocío superior a 19,5 °C (-14% por 10 °C sin almacenamiento, -5% por 4 °C con almacenamiento).

- Punto de rocío inferior a 19,5 °C (+14% por 10 °C sin almacenamiento, +5% por 4 °C con almacenamiento).

f_{at} = Factor de atenuación por persianas u otros elementos.

F_{alm} = Factor de almacenamiento en las estructuras del edificio.

4.1.1.2.1.2. Calor por transmisión y radiación a través de paredes y techos exteriores “ Q_{str} ”

La fórmula permite estimar la carga térmica causada por la transmisión y radiación de calor, considerando factores como el tipo de material de construcción, el espesor de la pared o techo, la diferencia de temperatura entre el interior y el

exterior, y los coeficientes de conductividad térmica y emisividad. Su uso es fundamental para diseñar sistemas de aislamiento térmico eficientes, seleccionar los materiales de construcción adecuados y tomar decisiones informadas sobre estrategias de ahorro energético, como la incorporación de revestimientos reflectantes, la mejora del aislamiento o la implementación de sistemas de sombreado externo.

$$Q_{str} = U \cdot A \cdot DET$$

Siendo:

U = Transmitancia térmica del cerramiento ($W/m^2 K$). Obtenido según CTE DB-HE 1.

A = Superficie del cerramiento.

DET = Diferencia equivalente de temperaturas ($^{\circ}K$).

$$DET = a + DET_S + b \cdot (R_S/R_M) \cdot (DET_M - DET_S)$$

Siendo:

a = Coeficiente corrector que tiene en cuenta:

- Un incremento distinto de $8^{\circ}C$ entre las temperaturas interior y exterior (esta última tomada a las 15 horas del mes considerado).
- Una OMD distinta de $11^{\circ}C$.

DET_S = Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para el cerramiento a la sombra.

DET_M = Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para el cerramiento soleado.

B = Coeficiente corrector que considera el color de la cara exterior de la pared.

- Color oscuro, $b=1$.
- Color medio, $b=0,78$.
- Color claro, $b=0,55$.

R_S = Máxima insolación, correspondiente al mes y latitud supuestos, para la orientación considerada.

R_M = Máxima insolación, correspondiente al mes de Julio y a 40° de latitud Norte, para la orientación considerada.

4.1.1.2.1.3. Calor por transmisión a través de paredes, techos y puertas interiores, suelos y ventanas “ Q_{stm} ”

Se utilizará la fórmula para calcular la cantidad de calor que se transfiere al interior de un espacio a través de estas superficies internas del edificio. La fórmula precisa la carga térmica causada por la transmisión de calor, considerando factores como la conductividad térmica de los materiales, el espesor de las superficies, las

diferencias de temperatura entre los espacios adyacentes y los coeficientes de transferencia de calor.

$$Q_{stm} = U \cdot A \cdot (T_e - T_i)$$

Siendo:

U = Transmitancia térmica del cerramiento ($W/m^2 K$). Obtenido según CTE DB-HE 1.

A = Superficie del cerramiento (m^2).

T_e = Temperatura de diseño al otro lado del cerramiento ($^{\circ}K$).

T_i = Temperatura interior de diseño del local ($^{\circ}K$).

4.1.1.2.1.4. Calor sensible por infiltraciones de aire exterior “ Q_{si} ”

Esta fórmula se utiliza para calcular la cantidad de calor que ingresa al interior de un espacio a través de las infiltraciones de aire procedentes del exterior. El uso de esta fórmula es esencial para el diseño adecuado de sistemas de ventilación y la implementación de medidas para minimizar las infiltraciones no deseadas, como el sellado de grietas y la instalación de sistemas de control de la ventilación.

$$Q_{si} = V_{ae} \cdot 0,33 \cdot (T_e - T_i)$$

Siendo:

V_{ae} = Caudal de aire exterior caliente que se introduce en el local (m^3/h).

T_e = Temperatura exterior de diseño ($^{\circ}K$).

T_i = Temperatura interior de diseño del local ($^{\circ}K$).

El caudal de aire exterior se estima por la tasa de Renovación Horaria “ V_r ”.

$$V_r = V \cdot n$$

Siendo:

V = Volumen del local (m^3).

n = Número de renovaciones por hora (ren/h).

4.1.1.2.1.5. Calor sensible por aportaciones internas “ Q_{sai} ”

Esta fórmula se utiliza para calcular la cantidad de calor que se genera en el interior de un espacio debido a fuentes internas, como equipos electrónicos, iluminación, personas y otros procesos térmicos. Las aportaciones internas de calor pueden ser una fuente significativa de carga térmica en un edificio, y su correcto cálculo es crucial para dimensionar adecuadamente los sistemas de climatización y garantizar un ambiente interior confortable. La fórmula es:

$$Q_{sai} = Q_{sil} + Q_{sp} + Q_{sad}$$

Siendo:

Q_{sil} = Ganancia interna de calor sensible por Iluminación (W).

Q_{SP} = Ganancia interna de calor sensible debida a los Ocupantes (W).

Q_{Sad} = Ganancia interna de calor sensible por Aparatos diversos (motores eléctricos, ordenadores, etc) (W).

4.1.1.2.1.6. Calor sensible por aire de ventilación “ Q_{sv} ”

Esta fórmula permite calcular la cantidad de calor transferida a través del aire de ventilación en un espacio determinado.

La fórmula considera factores como el caudal de aire de ventilación, la diferencia de temperatura entre el aire de entrada y el aire de salida, y los coeficientes de transferencia de calor.

$$Q_{sv} = Vv \cdot 0,33 \cdot (T_e - T_i)$$

Siendo:

Vv = Caudal de aire exterior necesario para la ventilación del local (m^3/h).
Estimado según RITE (Real Decreto 1027/2007) y CTE DB-HS 3.

T_e = Temperatura exterior de diseño ($^{\circ}K$). Es la temperatura de la localidad del proyecto o la proporcionada por el recuperador de energía.

T_i = Temperatura interior de diseño ($^{\circ}K$).

4.1.1.2.2. Carga térmica latente “ Q_{lt} ”

Esta fórmula se utiliza para calcular la cantidad de calor necesaria para controlar la humedad en un espacio, teniendo en cuenta la carga térmica asociada con el cambio de fase del agua.

La carga térmica latente se refiere al calor necesario para evaporar o condensar la humedad presente en el aire.

El primer sumando, la humedad de infiltración, representa la carga térmica latente generada por la entrada de aire húmedo no controlado desde el exterior, a través de grietas, rendijas u otros puntos de infiltración. El segundo sumando, la humedad interna, considera la carga térmica latente generada por las fuentes internas de humedad, como la respiración humana, la transpiración y las actividades que liberan vapor de agua. Por último, el tercer sumando, la humedad de ventilación, tiene en cuenta la carga térmica latente asociada con el aire húmedo de ventilación que se introduce deliberadamente en el espacio.

$$Q_{lt} = Q_{li} + Q_{lai} + Q_{lv}$$

Siendo:

Q_{li} = Calor latente por infiltraciones de aire exterior (W).

Q_{lai} = Calor latente por aportaciones internas (W).

Q_{lv} = Calor latente por aire de ventilación (W).

4.1.1.2.2.1. Calor latente por infiltraciones de aire exterior “Q_{li}”

Esta fórmula nos permite calcular la cantidad de calor asociada al cambio de fase del agua que ingresa al interior de un espacio a través de las infiltraciones de aire del exterior. La fórmula es:

$$Q_{li} = V_{ae} \cdot 0,84 \cdot (W_e - W_i)$$

Siendo:

V_{ae} = Caudal de aire exterior caliente que se introduce en el local (m³/h).

W_e = Humedad absoluta del aire exterior (gw/kg_a).

W_i = Humedad absoluta del aire interior (gw/kg_a).

El caudal de aire exterior se estima por la tasa de Renovación Horaria “V_r”.

$$V_r = V \cdot n$$

Siendo:

V = Volumen del local (m³).

n = Número de renovaciones por hora (ren/h).

4.1.1.2.2.2. Calor latente por aportaciones internas “Q_{lai}”

Esta fórmula nos permite calcular la cantidad de calor relacionada con el cambio de fase del agua generado internamente en un espacio, a través de fuentes como la respiración humana, la actividad física y los procesos de producción de vapor.

$$Q_{lai} = Q_{lp} + Q_{lad}$$

Siendo:

Q_{lp} = Ganancia interna de calor latente debida a los Ocupantes (W).

Q_{lad} = Ganancia interna de calor latente por Aparatos diversos (cafetera, freidora, etc) (W).

4.1.1.2.2.3. Calor latente por aire de ventilación “Q_{lv}”

Esta fórmula nos permite calcular la cantidad de calor relacionada con el cambio de fase del agua presente en el aire de ventilación que ingresa o sale de un espacio.

La fórmula se define como:

$$Q_{lv} = V_v \cdot 0,84 \cdot (W_e - W_i)$$

Siendo:

V_v = Caudal de aire exterior necesario para la ventilación del local (m³/h).
Estimado según RITE (Real Decreto 1027/2007) y CTE DB-HS 3.

W_e = Humedad absoluta del aire exterior (gw/kg_a). Es la humedad de la localidad del proyecto o la proporcionada por el recuperador de energía.

W_i = Humedad absoluta del aire interior (gw/kg).

4.1.1.3. Recuperación de energía

La recuperación de energía se refiere al proceso de aprovechar y reutilizar la energía contenida en el aire de extracción para precalentar o preenfriar el aire de suministro. Este enfoque permite reducir significativamente el consumo de energía al disminuir la carga térmica y minimizar las pérdidas de calor o frío.

4.1.1.3.1. Temperatura del aire a la salida del recuperador “t1rec”

Esta temperatura hace referencia al aire que ha pasado a través del recuperador de calor o intercambiador térmico y que será suministrado al espacio interior.

$$T_{1rec} \text{ (invierno)} = t_1 + [(Rs/100) \cdot (t_2 - t_1)] \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$t_{1rec} \text{ (verano)} = t_1 - [(Rs/100) \cdot (t_1 - t_2)] \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Siendo:

t_1 = Temperatura aire exterior ($^\circ\text{C}$).

t_2 = Temperatura aire interior ($^\circ\text{C}$).

Rs = Rendimiento sensible recuperador (%).

4.1.1.3.2. Humedad absoluta del aire a la salida del recuperador “W1rec”

Conocer la humedad absoluta del aire a la salida del recuperador es fundamental para evaluar el desempeño y eficiencia del sistema, así como para mantener un nivel adecuado de humedad relativa en el ambiente.

$$W_{1rec} = [h_{1rec} - (1,004 \cdot t_{1rec})] / [2500,6 + (1,86 \cdot t_{1rec})] \text{ (kgw/kg)}$$

Siendo:

$$h_{1rec} \text{ (invierno)} = \text{Entalpía aire salida recuperador (Kj/kg)} = h_1 + [(Rec/100) \cdot (h_2 - h_1)]$$

$$h_{1rec} \text{ (verano)} = \text{Entalpía aire salida recuperador (Kj/kg)} = h_1 - [(Ref/100) \cdot (h_1 - h_2)]$$

Rec = Rendimiento entálpico calefacción (%). Si $Rec = 0$, $W_{1rec} = W_1$.

Ref = Rendimiento entálpico refrigeración (%). Si $Ref = 0$, $W_{1rec} = W_1$.

$$H_1 = \text{Entalpía aire exterior (Kj/kg)} = 1,004 \cdot t_1 + [W_1 \cdot (2500,6 + 1,86 \cdot t_1)]$$

$$h_2 = \text{Entalpía aire interior (Kj/kg)} = 1,004 \cdot t_2 + [W_2 \cdot (2500,6 + 1,86 \cdot t_2)]$$

$$W_1 = \text{Humedad absoluta aire exterior (kgw/kg)} = (Hr_1/100) \cdot Ws_1$$

$$W_2 = \text{Humedad absoluta aire interior (kgw/kg)} = (Hr_2/100) \cdot Ws_2$$

Hr_1 = Humedad relativa aire exterior (%).

Hr_2 = Humedad relativa aire interior (%).

$$Ws_1 = \text{Humedad absoluta de saturación aire exterior (kgw/kg)} = 0,62198 \cdot [Pvs_1/(P-Pvs_1)]$$

$$Ws_2 = \text{Humedad absoluta de saturación aire interior (kgw/kg)} = 0,62198 \cdot [Pvs_2/(P-Pvs_2)]$$

$$P = \text{Presión atmosférica (bar)} = 1,01325$$

P_{vs1} = Presión de vapor de saturación aire exterior (bar) = $e^{[A - B/T1]}$

$T1$ = Temperatura aire exterior (°K).

P_{vs2} = Presión de vapor de saturación aire interior (bar) = $e^{[A - B/T2]}$

$T2$ = Temperatura aire interior (°K).

A, B = Coeficientes en función de la temperatura.

4.1.1.3.3. Energía total recuperada “htr”

La medición y maximización de la energía total recuperada son aspectos clave en la búsqueda de edificios más sostenibles y eficientes desde el punto de vista energético. Al aprovechar y reutilizar la energía previamente perdida, se reduce la demanda de energía externa y se contribuye a la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero.

$$H_{tr} \text{ (invierno)} = (Rec/100) \cdot (h_2 - h_1) \cdot 0,327 \cdot V_v \text{ (W)}$$

$$h_{tr} \text{ (verano)} = (Ref/100) \cdot (h_1 - h_2) \cdot 0,327 \cdot V_v \text{ (W)}$$

V_v = Caudal de ventilación (m³/h).

4.1.1.3.4. Energía sensible recuperada “hsr”

La consideración de la energía sensible recuperada es fundamental para lograr edificios más eficientes desde el punto de vista energético. Al aprovechar y reutilizar la energía térmica previamente perdida, se reduce la demanda de energía externa.

$$H_{sr} \text{ (invierno)} = (Rs/100) \cdot (t_2 - t_1) \cdot 0,33 \cdot V_v \text{ (W)}$$

$$h_{sr} \text{ (verano)} = (Rs/100) \cdot (t_1 - t_2) \cdot 0,33 \cdot V_v \text{ (W)}$$

V_v = Caudal de ventilación (m³/h).

4.1.1.4. Transmitancia térmica de los cerramientos “U”

Esta fórmula nos permite calcular la capacidad de los cerramientos, como paredes, techos, ventanas y puertas, para transmitir el flujo de calor a través de ellos.

El uso de esta fórmula nos proporciona una medida cuantitativa de la eficiencia térmica de los cerramientos, lo que nos permite tomar decisiones informadas en términos de selección de materiales, diseño y aislamiento. Al conocer la transmitancia térmica de los cerramientos, podemos evaluar el impacto en la demanda energética del edificio y tomar medidas para mejorar la eficiencia, como la incorporación de aislamiento adicional o el uso de vidrios de alta eficiencia.

$$U = 1 / (1/h_i + 1/h_e + \sum_i e_i/l_i + r_c + r_f)$$

Siendo:

U = Transmitancia térmica del cerramiento (W/m² K).

1/h_i = Resistencia térmica superficial interior (m² K / W).

$1/h_e$ = Resistencia térmica superficial exterior ($m^2 K / W$).

e = Espesor de las láminas del cerramiento (m).

l = Conductividad térmica de las láminas del cerramiento ($W/m K$).

r_c = Resistencia térmica de la cámara de aire ($m^2 K / W$).

r_f = Resistencia térmica del forjado ($m^2 K / W$).

4.1.1.5. Condensaciones

Las condensaciones se producen cuando el vapor de agua en el aire se enfría y se convierte en líquido al entrar en contacto con superficies frías. Estas superficies pueden ser ventanas, paredes, techos u otros elementos constructivos.

Se presentarán fórmulas para estimar el riesgo de condensaciones en función de parámetros como la temperatura del aire, la humedad relativa y la temperatura de las superficies. Estas fórmulas proporcionan una base sólida para evaluar y prevenir la aparición de condensaciones, evitando daños estructurales y problemas de salud asociados.

4.1.1.5.1. Temperatura superficial interior y temperatura en las caras interiores del cerramiento

Estas temperaturas hacen referencia a la temperatura en la superficie interior de los materiales de construcción y en las caras internas de los cerramientos, como paredes, techos y suelos. Comprender y controlar estas temperaturas es esencial para garantizar el confort térmico de los ocupantes y prevenir problemas relacionados con la condensación, el moho y el deterioro de los materiales.

$$T_x = T_{x-1} - [(T_i - T_e) \cdot R_{(x,x-1)} / R_T]$$

Siendo:

T_x = Temperatura en la cara x ($^{\circ}C$).

T_{x-1} = Temperatura en la cara $x-1$ ($^{\circ}C$).

T_i = Temperatura interior ($^{\circ}C$).

T_e = Temperatura exterior ($^{\circ}C$).

$R_{(x,x-1)}$ = Resistencia térmica de la lámina comprendida entre las superficies x y $x-1$ ($m^2 K / W$).

R_T = Resistencia térmica total del cerramiento ($m^2 K / W$).

4.1.1.5.2. Presión de vapor de saturación en la superficie interior y en las caras interiores del cerramiento

La presión de vapor de saturación en la superficie interior y en las caras interiores del cerramiento es un aspecto fundamental en el análisis y diseño de sistemas de control de humedad en edificios. Esta medida hace referencia a la presión ejercida

por el vapor de agua en equilibrio con una superficie a una determinada temperatura.

$$P_{vs_x} = e^{[A - B/T_x]}$$

Siendo:

P_{vs_x} = Presión de vapor de saturación en la cara x (bar).

T_x = Temperatura en la cara x (°K).

A, B = Coeficientes en función de la temperatura en la cara x.

4.1.1.5.3. Presión de vapor en la superficie interior y en las caras interiores del cerramiento

En el caso de la presión de vapor en la superficie interior y en las caras interiores del cerramiento se refiere a la presión ejercida por el vapor de agua presente en el aire en contacto con la superficie de los materiales de construcción.

$$P_{v_x} = P_{v_{x-1}} - [(P_{v_i} - P_{v_e}) \cdot R_{v(x, x-1)} / R_{vT}]$$

Siendo:

P_{v_x} = Presión de vapor en la cara x (mbar).

$P_{v_{x-1}}$ = Presión de vapor en la cara x-1 (mbar).

P_{v_i} = Presión de vapor interior (mbar).

P_{v_e} = Presión de vapor exterior (mbar).

$R_{v(x, x-1)}$ = Resistencia al vapor de la lámina comprendida entre las superficies x y x-1 (MN·s/g).

R_{vT} = Resistencia al vapor total del cerramiento (MN·s/g).

4.1.1.5.4. Temperatura de rocío en la superficie interior y en las caras interiores del cerramiento

La temperatura de rocío en la superficie interior y en las caras interiores del cerramiento se refiere a la temperatura a la cual el vapor de agua contenido en el aire se condensa en forma de gotas líquidas cuando entra en contacto con una superficie fría.

$$T_{R_x} = B / (A - \ln P_{v_x})$$

Siendo:

T_{R_x} = Temperatura de rocío en la cara x (°K).

P_{v_x} = Presión de vapor en la cara x (bar).

A, B = Coeficientes en función de la temperatura en la cara x.

4.1.2. Datos generales

En el cálculo de las cargas térmicas de un edificio, es fundamental contar con una serie de datos generales que describen las características arquitectónicas, los cerramientos, las condiciones exteriores e interiores. Estos datos proporcionan la base necesaria para realizar una evaluación precisa de las demandas de energía y diseñar sistemas de climatización eficientes.

4.1.2.1. Descripción arquitectónica del edificio

A continuación, se presenta una tabla detallada que contiene la descripción arquitectónica del edificio. Esta tabla proporcionará información relevante sobre las características físicas y espaciales de la estructura, lo cual es fundamental para el análisis de las cargas térmicas y el diseño eficiente de sistemas de climatización.

Denominación	Superficie (m ²)	Volumen (m ³)	Recinto	Carga interna
Salón comedor Vivienda	47	122,38	Habitable	Baja
Almacén	8,68	22,61	No habitable	
Aseo Vivienda PB	4,39	11,44	Habitable	Baja
Vestíbulo	13,09	55,79	Habitable	Baja
Dormitorio Vivienda 2	13,42	37,38	Habitable	Baja
Aseo 1º Planta	3,45	9,23	Habitable	Baja
Dormitorio Vivienda 1	13,03	37,56	Habitable	Baja
Pasillo	11,99	47,41	Habitable	Baja
Aseo Habitación	4,56	12,05	Habitable	Baja
Vestidor	2,66	7,03	Habitable	Baja
Dormitorio Vivienda Familiar	24,96	64,5	Habitable	Baja

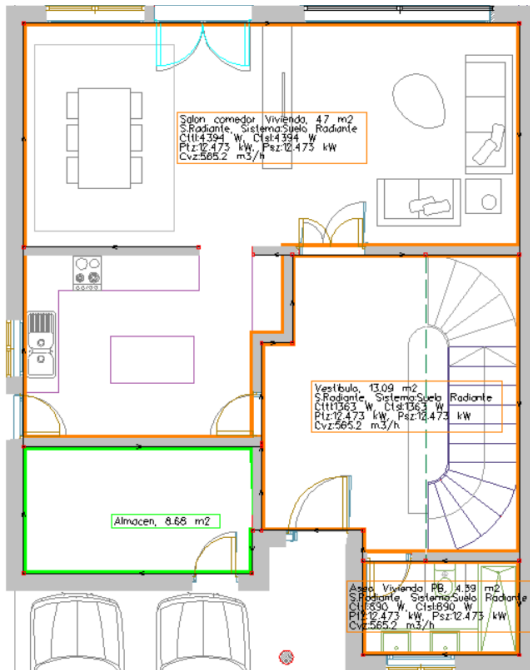


Figura 4.1. Planta baja

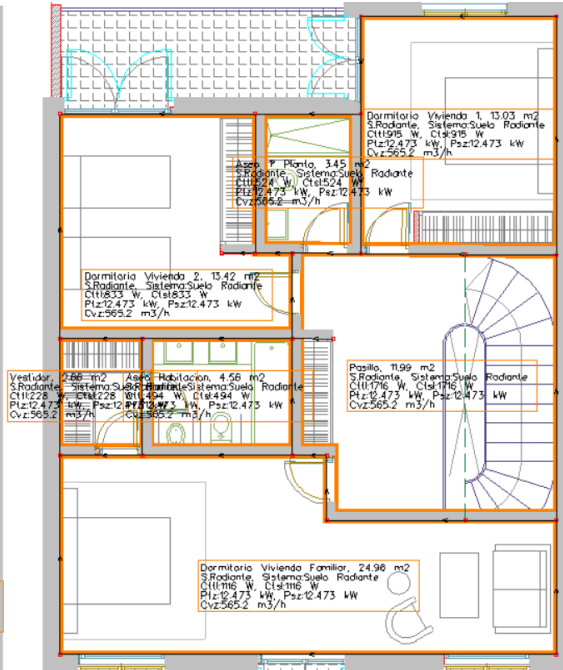


Figura 4.2. Primera planta

4.1.2.2. Descripción de los cerramientos

Los cerramientos son elementos clave en la construcción de un edificio, ya que juegan un papel fundamental en la protección y el acondicionamiento térmico del mismo. Estos componentes, como las paredes, los techos, los suelos y las ventanas, tienen la responsabilidad de separar el interior del edificio del entorno exterior, garantizando el confort y la eficiencia energética en su interior.

4.1.2.2.1. Paredes

- Descripción de la fábrica: PARED EXTERIOR

Descripción láminas	espesor (cm)	Ts (°C)	Tr (°C)	Pv (mbar)	Pvs (mbar)
Exterior		4,1	1,27	6,72	8,2
Mortero de cemento o cal para albañilería y para revoco/enlucido 1250<d<1450	1,5	4,35	1,27	6,72	8,34
½ pie LP métrico o catalán 60mm<G<80mm	11,5	4,48	1,27	6,72	8,42
EPS Poliestireno Expandido [0.029 W/[Mk]]	5	5,74	1,28	6,72	9,18
Cámara aire sin ventilar	2	16,43	1,29	6,73	18,61
Tabique de LH sencillo [40mm<Espesor<60mm]	5	17,49	1,29	6,73	19,9
Poliestireno [PS]	2	18,19	1,29	6,73	20,79

Enlucido de yeso d<1000	1,5	18,96	10,68	12,81	21,83
Superficial		19,19	10,68	12,81	22,15
Interior		20	10,68	12,81	23,29

U (W/m² °K): 0,39

Kg/m²: 223,55

Color: Medio

Higrometría espacio interior: 3 o inferior

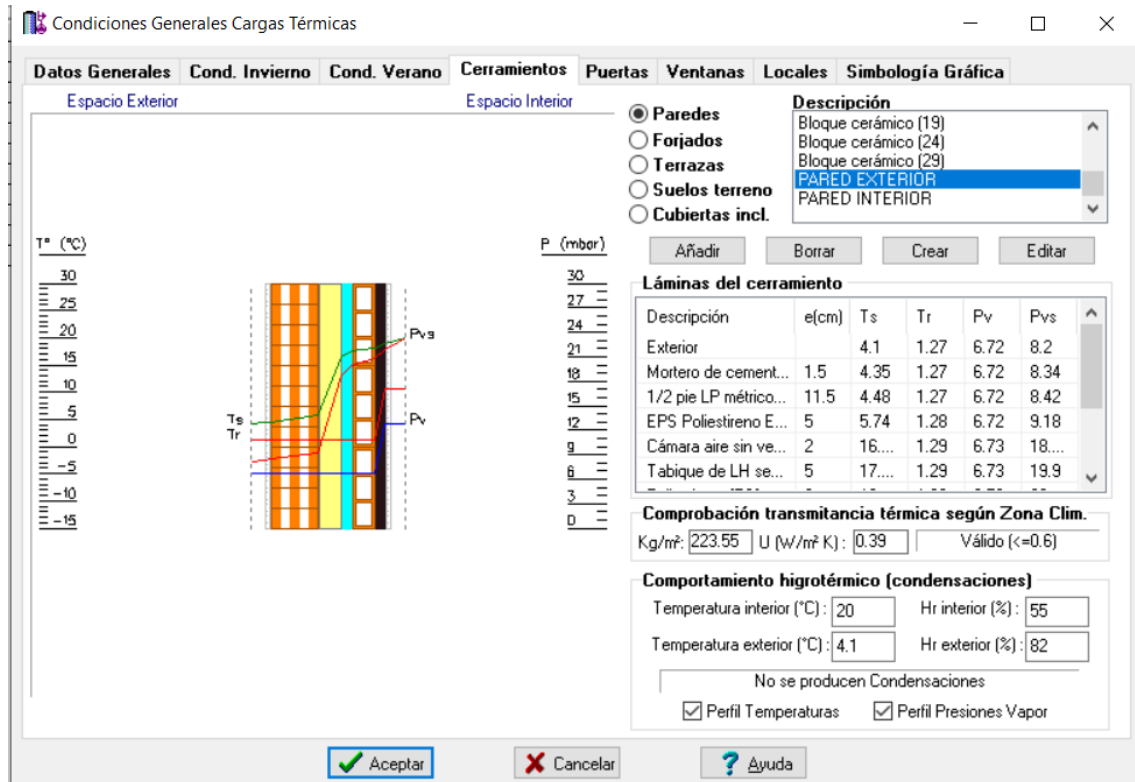


Figura 4.3. Pared exterior

- Descripción de la fábrica: PARED INTERIOR

Descripción láminas	espesor (cm)
Interior	
Enlucido de yeso d<1000	1,5
Tabicón de LH doble [60mm<E<90mm]	6
EPS Poliestireno Expandido [0.046 W/[Mk]]	5,5
Enlucido de yeso d<1000	1,5

U (W/m² °K): 0,6

Kg/m²: 84,45

Higrometría espacio interior: 3 o inferior

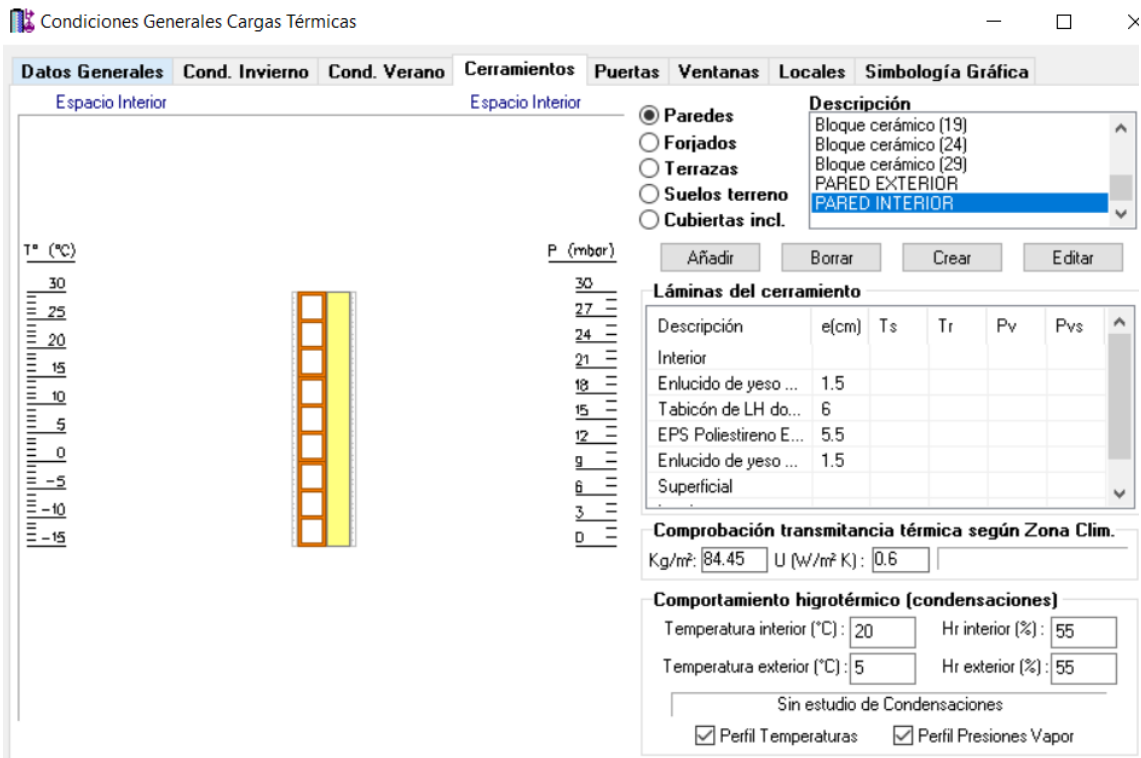


Figura 4.4. Pared interior

4.1.2.2.2. Forjados

- Descripción de la fábrica: Forj. Entreptas con parqué y aislamiento

Descripción láminas	espesor (cm)
Interior	
Froncosa pesada 750<d<870	2
Mortero de cemento o cal para albañilería y para revoco/enlucido d>2000	3
Lámina polietileno baja densidad [LDPE]	0,01
MW Lana mineral [0.05 W/[Mk]]	3
FU Entrevigado de hormigón -Canto 300 mm	30
Enlucido de yeso d<1000	1,5

U flujo ascendente (W/m² °K): 0,87

U flujo descendente (W/m² °K): 0,77

Kg/m²: 465,29

Higrometría espacio interior: 3 o inferior

Espacio Interior

Descripción

- Paredes
- Forjados
- Terrazas
- Suelos terreno
- Cubiertas incl.

Láminas del cerramiento

Descripción	e(cm)	Ts	Tr	Pv	Pvs
Interior					
Froncosa pesada ...	2				
Mortero de cement...	3				
Lámina polietileno ...	0.01				
MW Lana mineral [...]	3				
FU Entrevigado de...	30				

Comprobación transmitancia térmica según Zona Clim.

Kg/m²: 465.29 U (W/m² K): 0.87

Comportamiento higrotérmico (condensaciones)

Temperatura interior (°C): 20 Hr interior (%): 55

Temperatura exterior (°C): 5 Hr exterior (%): 55

Sin estudio de Condensaciones

Perfil Temperaturas Perfil Presiones Vapor

Figura 4.5. Forjado entre plantas con parquet y aislamiento

- Descripción de la fábrica: Forj. Exterior con parquet y aislamiento

Descripción láminas	espesor (cm)	Ts (°C)	Tr (°C)	Pv (mbar)	Pvs (mbar)
Interior		20	10,68	12,81	23,29
Superficial		18,91	10,68	12,81	21,76
Froncosa pesada 750<d<870	2	18,36	10,68	12,8	21,02
Espuma elastomérica flexible	3	14,53	9,73	12,02	16,47
Mortero de cemento o cal para albañilería y para revoco/enlucido d>2000	4	14,38	9,72	12,02	16,32
Lámina polietileno baja densidad [LDPE]	2	14	1,4	6,78	15,91
MW Lana mineral [0.031 W/[Mk]]	4	5,76	1,4	6,78	9,19
FU Entrevigado de hormigón -Canto 300 mm	30	4,41	1,27	6,72	8,37
Mortero de cemento o cal para albañilería y para revoco/enlucido d>2000	1,5	4,36	1,27	6,72	8,34
Exterior		4,1	1,27	6,72	8,2

U flujo ascendente (W/m² °K): 0,41

U flujo descendente ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): 0,4
 Kg/m²: 525,1
 Color: Medio
 Higrometría espacio interior: 3 o inferior

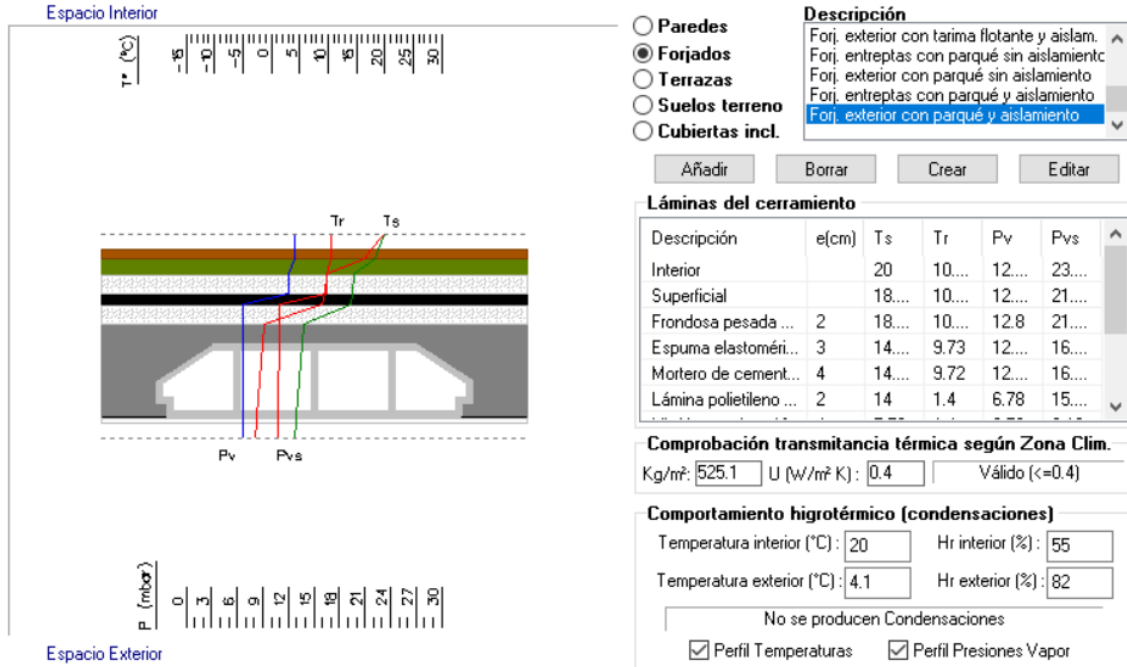


Figura 4.6. Forjado exterior con parquet y aislamiento

4.1.2.2.3. Cubiertas

- Descripción de la fábrica: TEJADO

Descripción láminas	espesor (cm)	Ts ($^\circ C$)	Tr ($^\circ C$)	Pv (mbar)	Pvs (mbar)
Exterior		4,1	1,27	6,72	8,2
Teja cerámica-porcelana	1,5	4,23	1,27	6,72	8,27
Mortero de cemento o cal para albañilería y para revoco/enlucido $d > 2000$	1,5	4,27	1,28	6,72	8,29
EPS Poliestireno Expandido [0.029 W/[Mk]]	5	4,3	1,28	6,72	8,31
Cámara aire variable ligeramente ventilada	10	10,05	1,29	6,73	12,28
Espuma elastomérica-flexible	3,5	10,65	1,3	6,73	12,78
FU Entrevigado de hormigón -Canto 300 mm	40	12,99	5,67	9,13	14,91
PUR Plancha con HFC o Pentano y rev. Permeable a gases	5	13,93	6,02	9,35	15,84

[0.03 W/[Mk]]					
Lámina polietileno baja densidad [LDPE]	0,5	19,49	6,05	9,37	22,56
Enlucido de yeso d<1000	1,5	19,54	10,68	12,81	22,63
Superficial		19,67	10,68	12,81	22,81
Interior		20	10,68	12,81	23,29

U flujo ascendente (W/m² °K): 0,2 (Aue = 81,8 m², Aiu = 81,8 m²)

U flujo descendente (W/m² °K): 0,19 (Aue = 81,8 m², Aiu = 81,8 m²)

Kg/m²: 586,3

Color: Medio

Higrometría espacio interior: 3 o inferior

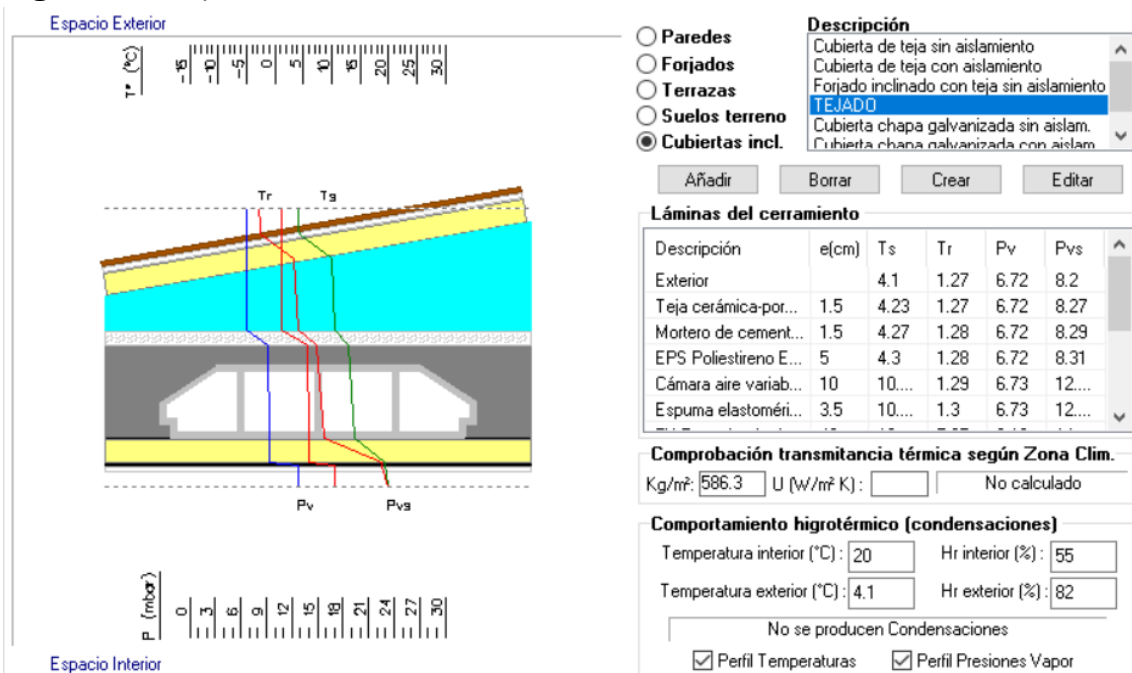


Figura 4.7. Tejado

4.1.2.2.4. Suelos

- Descripción de la fábrica: Suelo con barr. Gran. Imperm. Y aislam.

Descripción láminas	espesor (cm)
Interior	
Superficial	
Plaqueta o baldosa cerámica	1
Mortero de cemento o cal para albañilería y para revoco/enlucido d>2000	3
Arena y grava [1700<d<2200]	4
Hormigón en masa 2000<d<2300	10

PUR Plancha con HFC o Pentano y rev. Permeable a gases [0.03 W/[Mk]]	3
Betún fieltro o lámina	0,3
Mortero de cemento o cal para albañilería y para revoco/enlucido d>2000	3
Arena y grava [1700<d<2200]	20

U flujo ascendente (W/m² °K): 0,35 (P = 40,25 m, A = 81,8 m²)

U flujo descendente (W/m² °K): 0,35 (P = 40,25 m, A = 81,8 m²)

Kg/m²: 713,65

Higrometría espacio interior: 3 o inferior

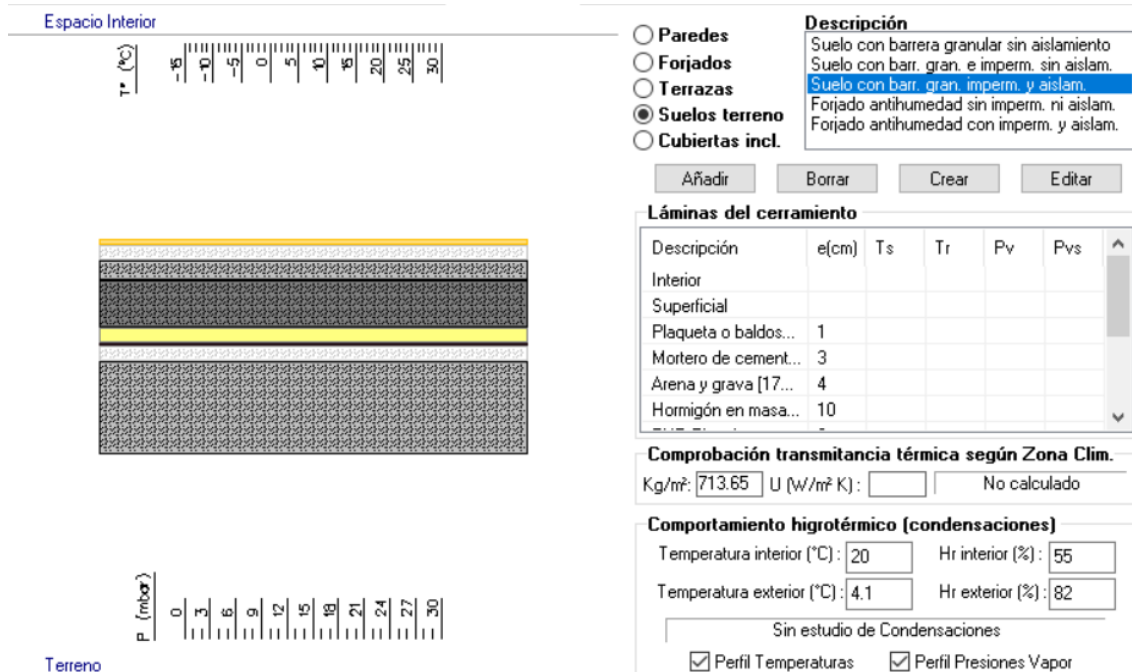


Figura 4.8. Suelo con barrera de granito impermeable con aislamiento

4.1.2.2.5. Puertas

- **Denominación:** PUERTA INTERIOR.

Ancho puerta (m): 0,8

Alto puerta (m): 2,1

Nº de hojas: 1

Disposición: Vertical

U panel (W/m² °K): 2

U marco (W/m² °K): 2

Fracción marco (%): 100

Color marco: Blanco

Tono marco: Claro

U puerta ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): 2
 $f(m^3/h\cdot m)$: 1,5
 Factor atenuación radiación solar: 0,02
 Dispositivo sombra: Retranqueo 20 cm

Condiciones Generales Cargas Térmicas

Datos Generales Cond. Invierno Cond. Verano Cerramientos Puertas Ventanas Locales Simbología Gráfica

Descripción
 PVC 2 CÁM Opaca
 PVC 2 CÁM Vidrio Sencillo (4 mm)
 PVC 2 CÁM Vidrio Aislante (4-6-4)
 PUERTA ENTRADA
 PUERTA INTERIOR
 PUERTA JARDIN

Añadir Borrar Crear Editar

Tipo de hoja
 Opaca Acristalada con marco
 Semi-acristalada Acristalada sin marco

Panel hoja
 Tipo: Madera
 Descripción: Madera de densidad media baja
 U horizontal ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): 2,1 U vertical ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): 2

Marco
 Tipo: Madera
 Descripción: Madera de densidad media baja
 U horizontal ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): 2,1 U vertical ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): 2
 Color: Blanco Tono: Claro

Dimensiones puerta
 Ancho marco (m): 0,02
 Tarja superior alto (m):
 Tarja izquierda ancho (m):
 Tarja derecha ancho (m):

Dimensiones hoja
 Ancho marco (m):

Acristalamiento
 Tipo:
 Espesor:
 U horizontal ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): U vertical ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$):
 Emisividad: Factor solar (g):

Aceptar Cancelar Ayuda

Figura 4.9. Puerta interior

- Denominación: PUERTA JARDÍN.
 Ancho puerta (m): 1,7
 Alto puerta (m): 2,1
 Nº de hojas: 2
 Disposición: Vertical
 U acristalamiento ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): 2
 U marco ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): 2.2
 Fracción marco (%): 4,21
 Color marco: Marrón
 Tono marco: Medio
 U puerta ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): 2,16
 $f(m^3/h\cdot m)$: 1,5
 Factor atenuación radiación solar: 0,53
 Factor solar vidrio: 0,55
 Dispositivo sombra: Retranqueo 20 cm

Descripción

PVC 2 CÁM Opaca
 PVC 2 CÁM Vidrio Sencillo (4 mm)
 PVC 2 CÁM Vidrio_Aislante (4-6-4)
 PUERTA ENTRADA
 PUERTA INTERIOR
PUERTA JARDIN

Añadir Borrar Crear Editar

Tipo de hoja

Opaca Acristalada con marco
 Semi-acristalada Acristalada sin marco

Dimensiones puerta

Ancho marco (m): 0.02

Tarja superior alto (m): 0.2
 Tarja izquierda ancho (m):
 Tarja derecha ancho (m):

Dimensiones hoja

Ancho marco (m):

Panel hoja

Tipo:

Descripción:

U horizontal (W/m² K): U vertical (W/m² K):

Acristalamiento

Tipo: Unidades de vidrio aislante con vidrio laminar

Espesor: 4-12-(4+4)

U horizontal (W/m² K): 2.6 U vertical (W/m² K): 2

Emisividad: 0.2 >= E > 0.1 Factor solar (g): 0.55

Marco

Tipo: Madera

Descripción: Madera de densidad media alta

U horizontal (W/m² K): 2.4 U vertical (W/m² K): 2.2

Color: Marrón Tono: Medio

Figura 4.10. Puerta jardín

- Denominación: PUERTA ENTRADA.

Ancho puerta (m): 1,1

Alto puerta (m): 2,1

Nº de hojas: 1

Disposición: Vertical

U acristalamiento (W/m² °K): 1,8

U marco (W/m² °K): 2

Fracción marco (%): 17,77

Color marco: Marrón

Tono marco: Medio

U puerta (W/m² °K): 2,24

f(m³/h·m): 1,5

Factor atenuación radiación solar: 0,46

Factor solar vidrio: 0,55

Dispositivo sombra: Retranqueo 20 cm

Descripción

PVC 2 CÁM Opaca
PVC 2 CÁM Vidrio Sencillo (4 mm)
PVC 2 CÁM Vidrio Aislante (4-6-4)
PUERTA ENTRADA
PUERTA INTERIOR
PUERTA JARDIN

Añadir Borrar Crear Editar

Tipo de hoja

Opaca Acristalada con marco
 Semi-acristalada Acristalada sin marco

Panel hoja

Tipo:

Descripción:

U horizontal (W/m² K): U vertical (W/m² K):

Marco

Tipo:

Descripción:

U horizontal (W/m² K): U vertical (W/m² K):

Color: Tono:

Dimensiones puerta

Ancho marco (m):

Tarja superior alto (m):
 Tarja izquierda ancho (m):
 Tarja derecha ancho (m):

Dimensiones hoja

Ancho marco (m):

Acristalamiento

Tipo:

Espesor:

U horizontal (W/m² K): U vertical (W/m² K):

Emisividad: Factor solar (g):

Figura 4.11. Puerta entrada

- **Denominación:** PUERTA INTERIOR.

Ancho puerta (m): 1,2

Alto puerta (m): 2,1

Nº de hojas: 2

Disposición: Vertical

U panel (W/m² °K): 2

U marco (W/m² °K): 2

Fracción marco (%): 100

Color marco: Blanco

Tono marco: Claro

U puerta (W/m² °K): 2

f(m³/h·m): 1,5

Factor atenuación radiación solar: 0,02

Dispositivo sombra: Retranqueo 20 cm

- **Denominación:** PUERTA JARDÍN.

Ancho puerta (m): 1,5

Alto puerta (m): 2,1

Nº de hojas: 2

Disposición: Vertical

U acristalamiento (W/m² °K): 2

U marco (W/m² °K): 2,2

Fracción marco (%): 4,52

Color marco: Marrón

Tono marco: Medio

U puerta (W/m² °K): 2,17



$f(m^3/h\cdot m)$: 1,5
Factor atenuación radiación solar: 0,53
Factor solar vidrio: 0,55
Dispositivo sombra: Retranqueo 20 cm

- Denominación: PUERTA JARDÍN.

Ancho puerta (m): 1,9
Alto puerta (m): 2,1
Nº de hojas: 2
Disposición: Vertical
U acristalamiento ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): 2
U marco ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): 2,2
Fracción marco (%): 3,97
Color marco: Marrón
Tono marco: Medio
U puerta ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): 2,15
 $f(m^3/h\cdot m)$: 1,5
Factor atenuación radiación solar: 0,53
Factor solar vidrio: 0,55
Dispositivo sombra: Retranqueo 20 cm

4.1.2.2.6. Ventanas

- Denominación: VENTANA HABITACIONES.

Ancho ventana (m): 1,7
Alto ventana (m): 1,2
Nº de hojas: 2
Disposición: Vertical
U acristalamiento ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): 0,9
U marco ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): 1,1
Fracción marco (%): 20,59
Color marco: Marrón
Tono marco: Medio
U ventana ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): 1,05
 $f(m^3/h\cdot m)$: 1,5
Factor atenuación radiación solar: 0,45
Factor solar vidrio: 0,55
Dispositivo sombra: Retranqueo 20 cm

Condiciones Generales Cargas Térmicas

Datos Generales Cond. Invierno Cond. Verano Cerramientos Puertas Ventanas Locales Simbología Gráfica

Descripción
Madera DMB Vidrio_Aisl_Lam (4-6-(4+4)) Baja Emis
Madera DMB Vidrio_Aisl_Lam (4-6-(6+6)) Baja Emis
Madera DMB Vidrio_Aisl_Lam (4-9-(4+4)) Baja Emis
VENTANAL
VENTANA HABITACIONES
Madera DMA Vidrio_Aisl_Lam (4-9-(6+6)) Baja Emis

Añadir Borrar Crear Editar

Tipo de hoja
 Opaca Acristalada con marco
 Semi-acristalada Acristalada sin marco

Panel hoja
Tipo:
Descripción:
U horizontal (W/m² K): U vertical (W/m² K):

Marco
Tipo:
Descripción:
U horizontal (W/m² K): U vertical (W/m² K):
Color: Tono:

Dimensiones ventana
Ancho marco (m):
 Tija superior alto (m):
 Tija izquierda ancho (m):
 Tija derecha ancho (m):
Dimensiones hoja
Ancho marco (m):

Acristalamiento
Tipo:
Espesor:
U horizontal (W/m² K): U vertical (W/m² K):
Emisividad: Factor solar (g):

Aceptar Cancelar Ayuda

Figura 4.12. Ventana habitaciones

- **Denominación:** VENTANAL.
- Ancho ventana (m): 3,3
- Alto ventana (m): 1,2
- Nº de hojas: 2
- Disposición: Vertical
- U acristalamiento (W/m² °K): 1,05
- U marco (W/m² °K): 11
- Fracción marco (%): 6,15
- Color marco: Marrón
- Tono marco: Medio
- U ventana (W/m² °K): 1,17
- f(m³/h·m): 1,5
- Factor atenuación radiación solar: 0,52
- Factor solar vidrio: 0,55
- Dispositivo sombra: Retranqueo 20 cm

Descripción
Madera DMB Vidrio_Aisl_Lam (4-6-(4+4)) Baja Emis
Madera DMB Vidrio_Aisl_Lam (4-6-(6+6)) Baja Emis
Madera DMB Vidrio_Aisl_Lam (4-9-(4+4)) Baja Emis
VENTANAL
VENTANA HABITACIONES
Madera DMA Vidrio_Aisl_Lam (4-9-(6+6)) Baja Emis

Dimensiones ventana
Ancho marco (m): 0.02
 Tarja superior alto (m): 0.2
 Tarja izquierda ancho (m):
 Tarja derecha ancho (m):

Dimensiones hoja
Ancho marco (m):

Tipo de hoja
 Opaca Acristalada con marco
 Semi-acristalada Acristalada sin marco

Panel hoja
Tipo:
Descripción:
U horizontal (W/m² K): U vertical (W/m² K):

Acristalamiento
Tipo: Unidades de vidrio aislante con vidrio laminar
Espesor: 4-9-(4+4)
U horizontal (W/m² K): 2.4 U vertical (W/m² K): 2.1
Emisividad: 0.1 >= E > 0.03 Factor solar (g): 0.55

Marco
Tipo: Madera
Descripción: Madera de densidad media alta
U horizontal (W/m² K): 2.4 U vertical (W/m² K): 2.2
Color: Marrón Tono: Medio

Figura 4.13. Ventanal

- Denominación: VENTANA HABITACIONES.

Ancho ventana (m): 1,2

Alto ventana (m): 1,2

Nº de hojas: 2

Disposición: Vertical

U acristalamiento (W/m² °K): 0,9

U marco (W/m² °K): 1,1

Fracción marco (%): 25

Color marco: Marrón

Tono marco: Medio

U ventana (W/m² °K): 1,08

f(m³/h-m): 1,5

Factor atenuación radiación solar: 0,43

Factor solar vidrio: 0,55

Dispositivo sombra: Retranqueo 20 cm

- Denominación: VENTANA HABITACIONES.

Ancho ventana (m): 1

Alto ventana (m): 1,2

Nº de hojas: 2

Disposición: Vertical

U acristalamiento (W/m² °K): 0,9

U marco (W/m² °K): 1,1

Fracción marco (%): 28

Color marco: Marrón

Tono marco: Medio

U ventana ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): 1,1

f($m^3/h\cdot m$): 1,5

Factor atenuación radiación solar: 0,41

Factor solar vidrio: 0,55

Dispositivo sombra: Retranqueo 20 cm

- Denominación: VENTANA HABITACIONES.

Ancho ventana (m): 1,5

Alto ventana (m): 1,2

Nº de hojas: 2

Disposición: Vertical

U acristalamiento ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): 0,9

U marco ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): 1,1

Fracción marco (%): 22

Color marco: Marrón

Tono marco: Medio

U ventana ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$): 1,06

f($m^3/h\cdot m$): 1,5

Factor atenuación radiación solar: 0,44

Factor solar vidrio: 0,55

Dispositivo sombra: Retranqueo 20 cm

4.1.2.3. Fichas justificativas de la opción simplificada (limitación demanda energética)

FICHA 1 Cálculo de los parámetros característicos medios

ZONA CLIMÁTICA	D2	Zona de baja carga interna			
MUROS (U_{mm}) y (U_{tm})					
	Tipos	A (m^2)	U ($W/m^2 \text{ } ^\circ K$)	A·U ($W/^\circ K$)	Resultados
N/NE/NO	Pared ext.	27,24	0,39	10,62	$\Sigma A = 27,24$ $\Sigma A \cdot U = 10,62$ $U_{mm} = \Sigma A \cdot U / \Sigma A = 0,39$
E	Pared ext.	57,95	0,39	22,6	$\Sigma A = 57,95$ $\Sigma A \cdot U = 22,6$ $U_{mm} = \Sigma A \cdot U / \Sigma A = 0,39$
O	Pared ext.	45,51	0,39	17,75	$\Sigma A = 45,51$ $\Sigma A \cdot U = 17,75$ $U_{mm} = \Sigma A \cdot U / \Sigma A = 0,39$
S	Pared int. ENH	14,1	0,58	8,18	$\Sigma A = 21,29$ $\Sigma A \cdot U = 10,98$ $U_{mm} = \Sigma A \cdot U / \Sigma A = 0,52$
	Pared ext.	7,19	0,39	2,8	
C-TER	Suelo terr.	64,48	0,35	22,57	$\Sigma A = 64,48$



$\Sigma A \cdot U =$	22,57
$U_{tm} = \Sigma A \cdot U /$	0,35
$\Sigma A =$	

SUELOS (U_{sm})				
Tipos	A (m^2)	U ($W/m^2 \cdot K$)	AU ($W/^\circ K$)	Resultados
Suelo ext.	24,96	0,4	9,98	$\Sigma A =$ 24,96 $\Sigma A \cdot U =$ 9,98 $U_{sm} = \Sigma A \cdot U /$ 0,4 $\Sigma A =$

CUBIERTAS Y LUCERNARIOS (U_{cm} , FLm)				
Tipos	A (m^2)	U ($W/m^2 \cdot K$)	AU ($W/^\circ K$)	Resultados
Tejado	81,68	0,2	16,34	$\Sigma A =$ 81,68 $\Sigma A \cdot U =$ 16,34 $U_{cm} = \Sigma A \cdot U /$ 0,2 $\Sigma A =$

HUECOS (U_{hm} , FHm)					
Tipos	A (m^2)	U ($W/m^2 \cdot K$)	AU ($W/^\circ K$)	Resultados	
N/NE/NO	Ventana	2,04	1,05	2,14	$\Sigma A =$ 15,36 $\Sigma A \cdot U =$ 24,97 $U_{hm} = \Sigma A \cdot U /$ 1,63 $\Sigma A =$
	Puerta	3,57	2,16	7,71	
	Ventana	3,96	1,17	4,63	
	Puerta	3,99	2,15	8,58	
	Ventana	1,8	1,06	1,91	

Tipos	A (m^2)	U	F	AU	A-F (m^2)	Resultados	
E	NO EXISTEN						
O	Puerta	1,68	2	0,01	3,36	0,02	$\Sigma A =$ $\Sigma A \cdot U =$ 6,03 $SAF =$ 11,52 $U_{hm} = \Sigma A \cdot U /$ 1,88 $SA =$ 1,91 $FHm = \Sigma A \cdot F /$ 0,31 $\Sigma A =$
	Ventana	1,2	1,1	0,34	1,32	0,41	
	Puerta	3,15	2,17	0,46	6,84	1,45	
S							$\Sigma A =$ $\Sigma A \cdot U =$ 3,75 $SAF =$ 6,73 $U_{hm} = \Sigma A \cdot U /$ 1,21 $SA =$ 1,79 $FHm = \Sigma A \cdot F /$ 0,32 $\Sigma A =$
	Ventana	1,44	1,08	0,29	1,56	0,42	
	Puerta	2,31	2,24	0,34	5,17	0,79	

Se puede encontrar en la figura 4.14. del programa, se irán seleccionando los diferentes apartados para ver los parámetros característicos en la zona de baja carga interna de los muros, suelos, cubiertas y lucernarios y huecos.

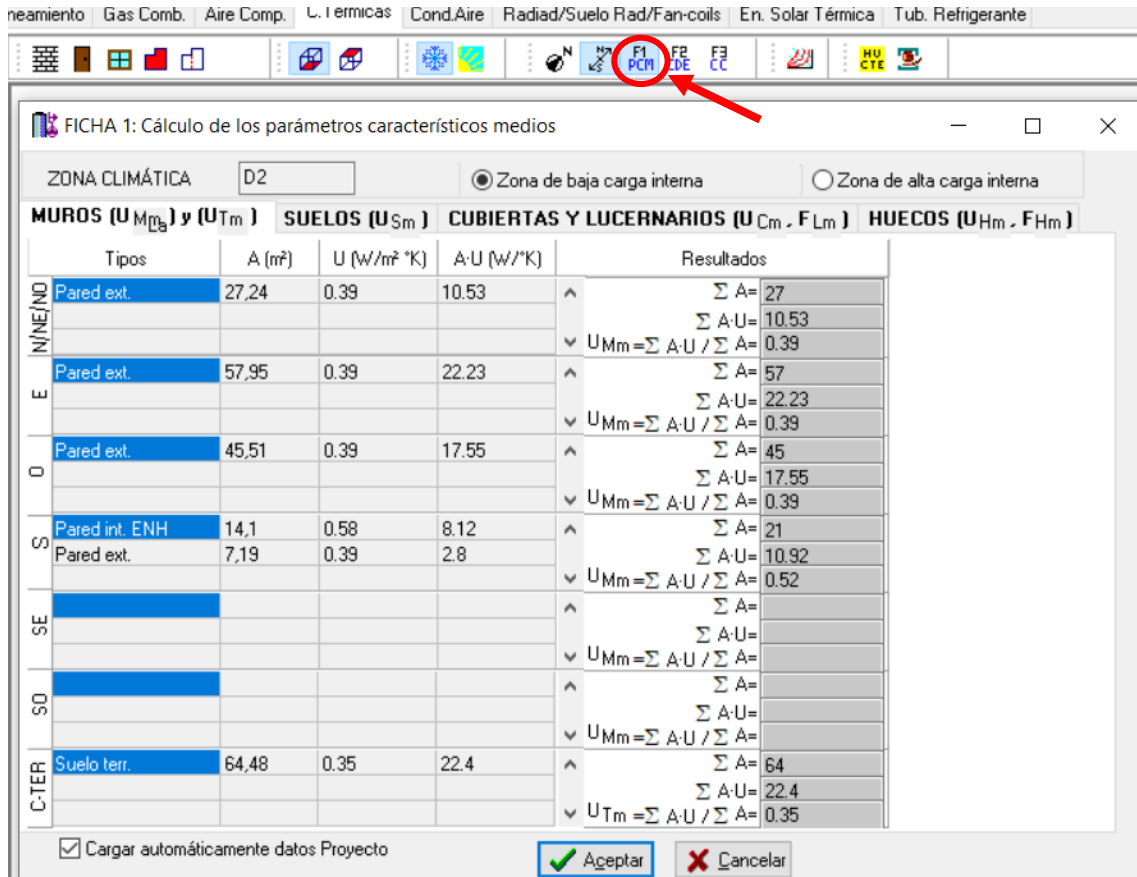


Figura 4.14. Ficha 1

De la misma manera, como se ve en la figura 4.15. se encuentra la Ficha 2 y se va comprobando que se van cumpliendo los requisitos.

FICHA 2 CONFORMIDAD-Demanda energética.

ZONA CLIMÁTICA	D2	Zona de baja carga interna	
Cerramientos y medianerías de la envolvente térmica		$U_{max}(proyecto)^{(1)}$	$U_{max}^{(2)}$
Muros		0,58	≤ 0,6
Primer metro de perímetro de suelos apoyados y muros en contacto con el terreno			≤ 0,6
Suelos		0,4	≤ 0,4
Cubiertas		0,2	≤ 0,4
Huecos y lucernarios		2,24	≤ 2,7
Medianerías		0,6	≤ 0,85

MUROS DE FACHADA			$U_{Mlim}^{(5)}$
	$U_{Mm}^{(4)}$		
N/NE/NO	0,39	≤	0,66
E	0,39		
O	0,39		
S	0,52		
SE			
SO			

HUECOS			
$U_{Hm}^{(4)}$		$U_{Hlim}^{(5)}$	
1,63	≤	2,2	
	≤	3,5	
1,91	≤	3,5	0,31
1,79	≤	3,5	0,32
	≤	3,5	
	≤	3,5	

CERR. CONTACTO TERRENO		SUELOS		CUBIERTAS Y LUCERNARIOS		LUCERNARIOS	
U_{Tm} (4)	U_{Mlim} (5)	U_{Sm} (4)	U_{Slim} (5)	U_{Cm} (4)	U_{Clim} (5)	F_{Lm} (4)	F_{Llim} (5)
0,35	≤ 0,66	0,4	≤ 0,49	0,2	≤ 0,38		≤ 0,31

Software interface showing energy demand compliance (FICHA 2: Conformidad Demanda Energética). The interface includes a menu bar with options like 'C. Térmicas', 'Cond. Aire', and 'Radiad/Suelo Rad/Fan-coils'. A red circle highlights the 'F2 CDE' button in the toolbar.

FICHA 2: Conformidad Demanda Energética

ZONA CLIMÁTICA: D2 Zona de baja carga interna Zona de alta carga interna

Cerramientos y medianerías de la envolvente térmica	Umáx. (proyecto)	Umáx.	
Muros	0.58	≤ 0.6	✓
Primer metro de perímetro de suelos apoyados y muros en contacto con el terreno		≤ 0.6	✓
Suelos	0.4	≤ 0.4	✓
Cubiertas	0.2	≤ 0.4	✓
Huecos y lucernarios	2.24	≤ 2.7	✓
Medianerías	0.6	≤ 0.85	✓

Particiones interiores	Umáx. (proyecto)	Umáx.	
Particiones horizontales (unidades de distinto uso y zonas comunes)		≤ 0.85	✓
Particiones verticales (unidades de distinto uso y zonas comunes)		≤ 0.85	✓
Particiones horizontales (unidades del mismo uso)		≤ 1.2	✓
Particiones verticales (unidades del mismo uso)		≤ 1.2	✓

MURDOS DE FACHADA		HUECOS			
U_{Mm}	U_{Mlim}	U_{Hm}	U_{Hlim}	F_{Hm}	F_{Hlim}
N/NE/NO 0.39	} ≤ 0.66 ✓	1.63	≤ 2.2	✓	
E 0.39			≤ 3.5	✓	
O 0.39		1.91	≤ 3.5	✓	0.31
S 0.52		1.79	≤ 3.5	✓	0.32
SE			≤ 3.5	✓	
SO			≤ 3.5	✓	

CERR. CONT. TERRENO	SUELOS	CUBIERTAS Y LUCER.	LUCERNARIOS
U_{Tm}	U_{Sm}	U_{Cm}	F_{Lm}
U_{Mlim}	U_{Slim}	U_{Clim}	F_{Llim}
0.35	0.4	0.2	
≤ 0.66	≤ 0.49	≤ 0.38	≤ 0.31

Cargar automáticamente datos Proyecto

Figura 4.15. Ficha 2

Por último, puede verse la Ficha 3 con su correspondiente figura.

FICHA 3 CONFORMIDAD-Condensaciones.

CERRAMIENTOS, PARTICIONES INTERIORES, PUENTES TÉRMICOS														
Tipos	C.superficiales		C. intersticiales											
	fRsi >=	Pn <=	Capa	Capa	Capa	Capa	Capa	Capa	Capa	Capa	Capa	Capa	Capa	Capa
	fRmin	Psat,n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

PARED EXTERIOR	fRsi	0,9	Psat,n	834	842	918	1861	1990	2079	2183				
	fRmin	0,61	Pn	672	672	672	673	673	673	1281				
TEJADO	fRsi	0,95	Psat,n	827	829	831	1228	1278	1491	1584	2256	2263		
	fRmin	0,61	Pn	672	672	672	673	673	913	935	937	1281		
Forj. exterior con parqué y aislamiento	fRsi	0,9	Psat,n	2102	1647	1632	1591	919	837	834				
	fRmin	0,61	Pn	1280	1202	1202	678	678	672	672				

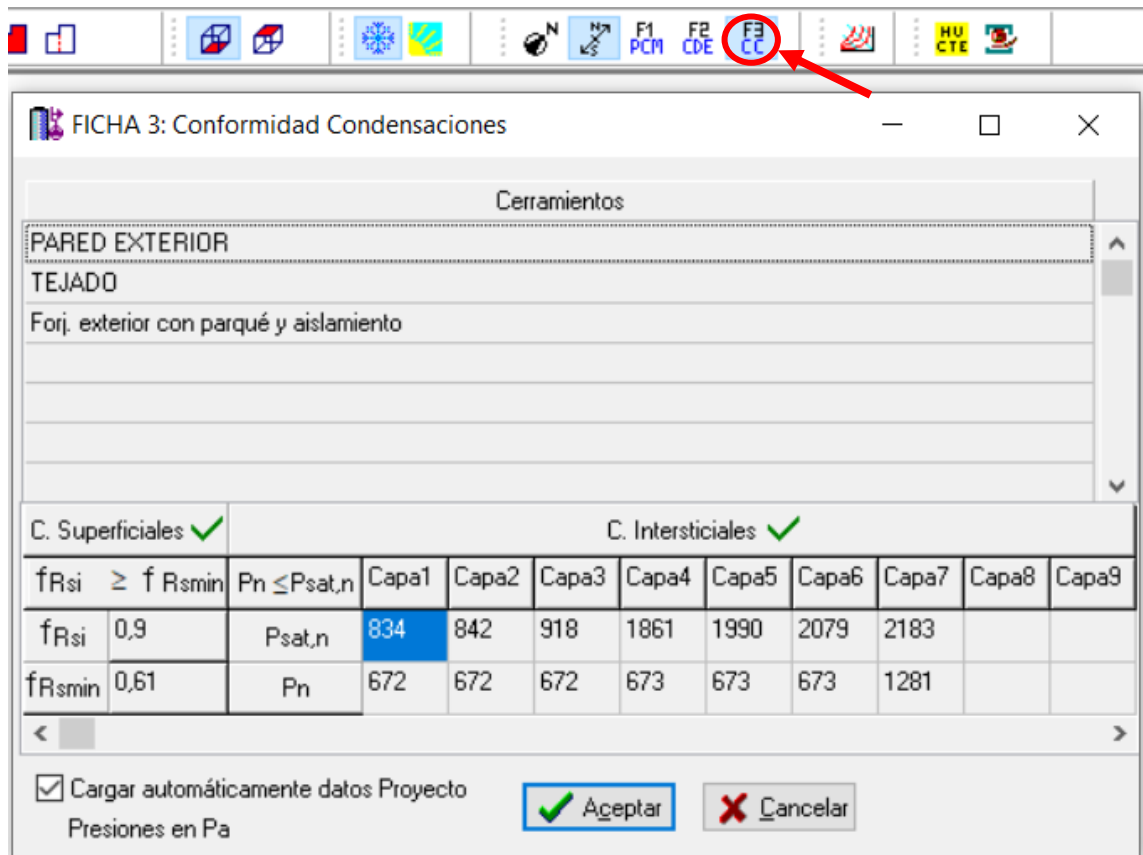


Figura 4.16. Ficha 3

Limitación de la demanda energética del edificio.

La demanda energética de calefacción del edificio o la parte ampliada, en su caso, no debe superar el valor límite $D_{cal, lim}$ obtenido mediante la siguiente expresión:

$$D_{cal, lim} = D_{cal, base} + F_{cal, sup} / S$$

$$D_{cal, lim} = 27 + 2.000 / 138,54 = 41,44 \text{ kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2\cdot\text{año}$$

Siendo:

$D_{cal, lim}$ = Valor límite de la demanda energética de calefacción, expresada en kWh/m²-año, considerada la superficie útil de los espacios habitables.

$D_{cal, base}$ = Valor base de la demanda energética de calefacción, para cada zona climática de invierno correspondiente al edificio.

$F_{cal, sup}$ = Factor corrector por superficie de la demanda energética de calefacción.

S = Superficie útil de los espacios habitables del edificio, en m².

La demanda energética de refrigeración del edificio o la parte ampliada, en su caso, no debe superar el valor límite $D_{ref, lim} = 15$ kWh/m²-año para las zonas climáticas de verano 1, 2 y 3, o el valor límite $D_{ref, lim} = 20$ kWh/m²-año para la zona climática de verano 4.

Limitación del consumo energético del edificio.

El consumo energético de energía primaria no renovable del edificio o la parte ampliada, en su caso, no debe superar el valor límite $C_{ep, lim}$ obtenido mediante la siguiente expresión:

$$C_{ep, lim} = C_{ep, base} + F_{ep, sup} / S$$
$$C_{ep, lim} = 60 + 3.000 / 138,54 = 81,65 \text{ kWh/m}^2\text{-año}$$

Siendo:

$C_{ep, lim}$ = Valor límite del consumo energético de energía primaria no renovable para los servicios de calefacción, refrigeración y ACS, expresada en kWh/m²-año, considerada la superficie útil de los espacios habitables.

$C_{ep, base}$ = Valor base del consumo energético de energía primaria no renovable, dependiente de la zona climática de invierno correspondiente a la ubicación del edificio.

$F_{ep, sup}$ = Factor corrector por superficie del consumo energético de energía primaria no renovable.

S = Superficie útil de los espacios habitables del edificio, o la parte ampliada, en m².

4.1.2.4. Condiciones exteriores

Localidad Base: Valladolid (Casco urbano)

Localidad Real: Valladolid (Casco urbano)

Altitud s.n.m. (m): 690

Longitud: 4° 59' Oeste

Latitud: 41° 39' Norte

Zona Climática: D2

Situación edificio: Edificios separados, o casas de ciudad que sobresalen sensiblemente de sus vecinos.

Tipo edificio: Edificios de una sola planta sin edificios adosados.

Se puede observar cómo se identifican en el programa estas condiciones en la figura 4.17. Así mismo se incluyen las condiciones exteriores de invierno y de verano en las figuras 4.18. y 4.19.

Figura 4.17. Condiciones exteriores

4.1.2.4.1. Invierno

Nivel percentil (%): 97,5

T^a seca (°C): -4,4

T^a seca corregida (°C): -4,4

Grados día anuales base 15 °C: 1.920

Intensidad viento dominante (m/s): 2,8

Dirección viento dominante: Oeste

Figura 4.18. Condiciones exteriores de invierno

4.1.2.4.2. Verano

- SISTEMA: Suelo Radiante

Mes proyecto: Julio

Hora solar proyecto: 16

Nivel percentil (%): 5

Oscilación media diaria OMD (°C): 15,2

Oscilación media anual OMA (°C): 38,8
 Tª seca (°C): 30
 Tª seca corregida (°C): 29,4
 Tª húmeda (°C): 18,1
 Tª húmeda corregida (°C): 18,1
 Humedad relativa (%): 32,43
 Humedad absoluta (gw/kg): 8,27

Datos Generales	Cond. Invierno	Cond. Verano	Cerramientos	Puertas	Ventanas	Locales	Simbología Gráfica
Condiciones exteriores de diseño							
Condiciones aire exterior							
Nivel percentil (%): 5		Temperatura seca (°C): 30	Temperatura húmeda (°C): 18.1				
		Tª seca corregida (°C): 30	Tª húmeda corregida (°C): 18.1				
Oscilación media temperaturas							
Oscilación media diaria OMD (°C): 15.2			Oscilación media anual OMA (°C): 38.8				

Figura 4.19. Condiciones exteriores de verano

4.1.2.5. Condiciones interiores

A continuación, se exponen las condiciones interiores que se tienen en cuenta en las diferentes épocas del año, en las imágenes 4.20. Y 4.21. se observa cómo se señalan en el programa.

4.1.2.5.1. Invierno

Tª locales no calefactados (°C): 5

Interrupción servicio instalación calefacción: Reducción nocturna

Temperatura interior de diseño	
Locales calefactados, Tª (°C): 22	Locales no calefactados, Tª (°C): 5
Interrupción servicio instalación calefacción:	<div style="border: 1px solid blue; padding: 2px;"> Reducción nocturna Servicio ininterrumpido Reducción nocturna 8 a 9 horas parada Más de 10 horas parada </div>
tir condensación en cerramiento:	

Figura 4.20. Condiciones interiores de invierno

4.1.2.5.2. Verano

Tª locales no refrigerados (°C)

- Zona: Suelo Radiante (Julio, 16 horas) = 26,4

Horas diarias funcionamiento instalación: 12

Condiciones interiores de diseño	
Locales refrigerados, Tª (°C): 24	HR (%): 50
Locales no refrigerados, Tª (°C): 27	
Diferencia entre Tª exterior y Tª locales no refrigerados (°C): 3	

Factor almacenamiento radiación solar

Si
 No
 Horas diarias funcionamiento instalación: 12

Figura 4.21. Condiciones interiores de verano

4.1.3. Carga térmica invierno

Se han calculado las cargas térmicas de invierno mediante el programa DMElect después de construir en el programa la vivienda y crear los espacios mediante las condiciones generales mencionadas anteriormente.

4.1.3.1. Sistema Suelo Radiante

DENOMINACIÓN LOCAL: **Salón comedor Vivienda**

Temperatura (°C): 21

Pérdidas de calor por Transmisión "Qstm"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Ti - Te (°K)	Qstm (W)
Pared ext.	E	0,39	10,04	25,4	99
Pared ext.	N	0,39	12,75	25,4	126
Ventana madera	N	1,05	2,04	25,4	54
Puerta madera	N	2,16	3,57	25,4	196
Ventana madera	N	1,17	3,96	25,4	118
Pared ext.	O	0,39	10,07	25,4	100
Pared ext.	O	0,39	5,37	25,4	53
Puerta madera	O	2	1,68	25,4	85
Ventana madera	O	1,1	1,2	25,4	34
Pared int.		0,6	10,34	16	99
Suelo terreno	Horizontal	0,35	47	25,4	418
Techo int.	Horizontal	2,02	47	16	1519
TOTAL (W)					2901

Aire de Ventilación "Vv"

Sup. (m ²)	m ³ /h·m ²	Vvs (m ³ /h)	Personas	m ³ /h·p	Vvp (m ³ /h)	Local (m ³ /h)	Plazas	m ³ /h·pz	Vvpz(m ³ /h)
			8	10,8	86,4 *				

Pérdidas de calor por Aire de Ventilación "Qsv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	Ti - Te (°K)	Qsv (W)
86,4	0,33	25,4	724

Carga Suplementaria "Qss"

Qstm + Qsi - Qsaip (W)	Orientación Zo	Interrupción Servicio Zis	+ 2 paredes exteriores Zpe	F	Qss (W)
2901	0,05	0,05	0,05	0,15	435

DENOMINACIÓN LOCAL: **Aseo Vivienda PB**

Temperatura (°C): 21

Pérdidas de calor por Transmisión "Qstm"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Ti - Te (°K)	Qstmi (W)
Pared ext.	E	0,39	4,23	25,4	42
Pared ext.	O	0,39	4,23	25,4	42
Pared ext.	S	0,39	5,6	25,4	56
Ventana madera	S	1,08	1,44	25,4	40
Suelo terreno	Horizontal	0,35	4,39	25,4	39
Techo int.	Horizontal	2,02	4,39	16	142
TOTAL (W)					361

Aire de Ventilación "Vv"

Sup. (m ²)	m ³ /h·m ²	Vvs (m ³ /h)	Personas	m ³ /h·p	Vvp (m ³ /h)	Local (m ³ /h)	Plazas	m ³ /h·pz	Vvpz(m ³ /h)
						54 *			

Pérdidas de calor por Aire de Ventilación "Qsv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	Ti - Te (°K)	Qsv (W)
54	0,33	25,4	453

Carga Suplementaria "Qss"

Qstm + Qsi - Qsaip (W)	Orientación Zo	Interrupción Servicio Zis	+ 2 paredes exteriores Zpe	F	Qss (W)
361		0,05	0,05	0,1	36

DENOMINACIÓN LOCAL: Vestíbulo

Temperatura (°C): 21

Pérdidas de calor por Transmisión "Qstm"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Ti - Te (°K)	Qstmi (W)
Pared ext.	E	0,39	13,39	25,4	133
Pared int.		0,6	3,77	16	36
Pared ext.	S	0,39	1,59	25,4	16
Puerta madera	S	2,24	2,31	25,4	131
Pared ext.	O	0,39	0,24	25,4	2
Techo int.	Horizontal	2,02	21,42	16	692
Suelo terreno	Horizontal	0,35	13,09	25,4	116
TOTAL (W)					1126

Carga Suplementaria "Qss"

Qstm + Qsi - Qsaip (W)	Orientación Zo	Interrupción Servicio Zis	+ 2 paredes exteriores Zpe	F	Qss (W)

1126		0,05	0,05	0,1	113
------	--	------	------	-----	-----

DENOMINACIÓN LOCAL: Dormitorio Vivienda 2

Temperatura (°C): 21

Pérdidas de calor por Transmisión "Qstm"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Ti - Te (°K)	Qstm (W)
Pared ext.	N	0,39	4,42	25,4	44
Puerta madera	N	2,15	3,99	25,4	218
Pared ext.	O	0,39	10,41	25,4	103
Pared int.		0,6	0,12	16	1
Pared int.		0,6	0,22	16	2
Pared int.		0,6	0,21	16	2
Cubierta	Horizontal	0,2	13,52	25,4	69
TOTAL (W)					439

Aire de Ventilación "Vv"

Sup. (m ²)	m ³ /h-m ²	Vvs (m ³ /h)	Personas	m ³ /h-p	Vvp (m ³ /h)	Local (m ³ /h)	Plazas	m ³ /h-pz	Vvpz(m ³ /h)
			2	18	36 *				

Pérdidas de calor por Aire de Ventilación "Qsv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	Ti - Te (°K)	Qsv (W)
36	0,33	25,4	302

Carga Suplementaria "Qss"

Qstm + Qsi - Qsaip (W)	Orientación Zo	Interrupción Servicio Zis	+ 2 paredes exteriores Zpe	F	Qss (W)
439	0,05	0,05		0,1	44

DENOMINACIÓN LOCAL: Aseo 1º Planta

Temperatura (°C): 21

Pérdidas de calor por Transmisión "Qstm"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Ti - Te (°K)	Qstm (W)
Pared int.		0,6	0,59	16	6
Pared ext.	N	0,39	3,47	25,4	34
Pared int.		0,6	0,14	16	1
Cubierta	Horizontal	0,2	3,47	25,4	18
TOTAL (W)					59

Aire de Ventilación "Vv"

Sup.	m ³ /h-m ²	Vvs	Personas	m ³ /h-p	Vvp	Local	Plazas	m ³ /h-pz	Vvpz(m ³ /h)

(m ²)		(m ³ /h)			(m ³ /h)	(m ³ /h)			
						54 *			

Pérdidas de calor por Aire de Ventilación "Qsv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	Ti - Te (°K)	Qsv (W)
54	0,33	25,4	453

Carga Suplementaria "Qss"

Qstm + Qsi - Qsaip (W)	Orientación Zo	Interrupción Servicio Zis	+ 2 paredes exteriores Zpe	F	Qss (W)
59	0,05	0,05		0,1	6

DENOMINACIÓN LOCAL: Dormitorio Vivienda 1

Temperatura (°C): 21

Pérdidas de calor por Transmisión "Qstm"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Ti - Te (°K)	Qstm (W)
Pared ext.	E	0,39	11,15	25,4	110
Pared ext.	N	0,39	6,61	25,4	65
Ventana madera	N	1,06	1,8	25,4	48
Pared ext.	O	0,39	0,78	25,4	8
Puerta madera	O	2,17	3,15	25,4	174
Pared int.		0,6	0,59	16	6
Pared int.		0,6	0,41	16	4
Cubierta	Horizontal	0,2	13,5	25,4	69
TOTAL (W)					484

Aire de Ventilación "Vv"

Sup. (m ²)	m ³ /h·m ²	Vvs (m ³ /h)	Personas	m ³ /h·p	Vvp (m ³ /h)	Local (m ³ /h)	Plazas	m ³ /h·pz	Vvpz(m ³ /h)
			2	18	36 *				

Pérdidas de calor por Aire de Ventilación "Qsv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	Ti - Te (°K)	Qsv (W)
36	0,33	25,4	302

Carga Suplementaria "Qss"

Qstm + Qsi - Qsaip (W)	Orientación Zo	Interrupción Servicio Zis	+ 2 paredes exteriores Zpe	F	Qss (W)
484	0,05	0,05	0,05	0,15	73

DENOMINACIÓN LOCAL: Pasillo

Temperatura (°C): 21

Pérdidas de calor por Transmisión "Qstm"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Ti - Te (°K)	Qstm (W)
Pared ext.	E	0,39	12,56	25,4	124
Pared int.		0,6	0,41	16	4
Pared int.		0,6	0,14	16	1
Pared int.		0,6	0,21	16	2
Pared int.		0,6	0,55	16	5
Cubierta	Horizontal	0,2	18,96	25,4	96
TOTAL (W)					232

Aire de Ventilación "Vv"

Sup. (m ²)	m ³ /h·m ²	Vvs (m ³ /h)	Personas	m ³ /h·p	Vvp (m ³ /h)	Local (m ³ /h)	Plazas	m ³ /h·pz	Vvpz(m ³ /h)
			6	28,8	172,8 *				

Pérdidas de calor por Aire de Ventilación "Qsv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	Ti - Te (°K)	Qsv (W)
172,8	0,33	25,4	1448

Carga Suplementaria "Qss"

Qstm + Qsi - Qsaip (W)	Orientación Zo	Interrupción Servicio Zis	+ 2 paredes exteriores Zpe	F	Qss (W)
232		0,05		0,05	12

DENOMINACIÓN LOCAL: Aseo Habitación

Temperatura (°C): 21

Pérdidas de calor por Transmisión "Qstm"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Ti - Te (°K)	Qstm (W)
Pared int.		0,6	0,55	16	5
Pared int.		0,6	0,22	16	2
Pared int.		0,6	0,51	16	5
Cubierta	Horizontal	0,2	4,61	25,4	23
TOTAL (W)					35

Aire de Ventilación "Vv"

Sup. (m ²)	m ³ /h·m ²	Vvs (m ³ /h)	Personas	m ³ /h·p	Vvp (m ³ /h)	Local (m ³ /h)	Plazas	m ³ /h·pz	Vvpz(m ³ /h)
						54 *			

Pérdidas de calor por Aire de Ventilación "Qsv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	Ti - Te (°K)	Qsv (W)

54	0,33	25,4	453
----	------	------	-----

Carga Suplementaria "Qss"

Qstm + Qsi - Qsaip (W)	Orientación Zo	Interrupción Servicio Zis	+ 2 paredes exteriores Zpe	F	Qss (W)
35		0,05		0,05	2

DENOMINACIÓN LOCAL: **Vestidor**

Temperatura (°C): 21

Pérdidas de calor por Transmisión "Qstm"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Ti - Te (°K)	Qstm (W)
Pared int.		0,6	0,12	16	1
Pared ext.	0	0,39	4,93	25,4	49
Pared int.		0,6	0,29	16	3
Cubierta	Horizontal	0,2	2,69	25,4	14
TOTAL (W)					67

Aire de Ventilación "Vv"

Sup. (m ²)	m ³ /h-m ²	Vvs (m ³ /h)	Personas	m ³ /h-p	Vvp (m ³ /h)	Local (m ³ /h)	Plazas	m ³ /h-pz	Vvpz(m ³ /h)
			1	18	18 *				

Pérdidas de calor por Aire de Ventilación "Qsv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	Ti - Te (°K)	Qsv (W)
18	0,33	25,4	151

Carga Suplementaria "Qss"

Qstm + Qsi - Qsaip (W)	Orientación Zo	Interrupción Servicio Zis	+ 2 paredes exteriores Zpe	F	Qss (W)
67		0,05		0,05	3

DENOMINACIÓN LOCAL: **Dormitorio Vivienda Familiar**

Temperatura (°C): 21

Pérdidas de calor por Transmisión "Qstm"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Ti - Te (°K)	Qstm (W)
Pared ext.	E	0,39	6,57	25,4	65
Pared int.		0,6	0,51	16	5
Pared int.		0,6	0,29	16	3
Pared ext.	0	0,39	9,47	25,4	94
Suelo ext.	Horizontal	0,4	24,96	25,4	254

Cubierta	Horizontal	0,2	24,93	25,4	127
TOTAL (W)					548

Aire de Ventilación "Vv"

Sup. (m ²)	m ³ /h·m ²	Vvs (m ³ /h)	Personas	m ³ /h·p	Vvp (m ³ /h)	Local (m ³ /h)	Plazas	m ³ /h·pz	Vvpz(m ³ /h)
			3	18	54 *				

Pérdidas de calor por Aire de Ventilación "Qsv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	Ti - Te (°K)	Qsv (W)
54	0,33	25,4	453

Carga Suplementaria "Qss"

Qstm + Qsi - Qsaip (W)	Orientación Zo	Interrupción Servicio Zis	+ 2 paredes exteriores Zpe	F	Qss (W)
548		0,05	0,05	0,1	55

RESUMEN CARGA TÉRMICA SISTEMA Suelo Radiante

Local	Transm. Qstm (W)	Infiltrac. Qsi (W)	Ap. int. Qsaip (W)	Suplem. Qss (W)	Fs (%)	Qc (W)	Ventilac. Qsv (W)	Qct (W)
Salón comedor Vivienda	2901	0	0	435	10	3670	724	4394
Aseo Vivienda PB	361	0	0	36	10	437	453	890
Vestíbulo	1126	0	0	113	10	1363		1363
Dormitorio Vivienda 2	439	0	0	44	10	531	302	833
Aseo 1º Planta	59	0	0	6	10	72	453	524
Dormitorio Vivienda 1	484	0	0	73	10	613	302	915
Pasillo	232	0	0	12	10	268	1448	1716
Aseo Habitación	35	0	0	2	10	41	453	494
Vestidor	67	0	0	3	10	77	151	228
Dormitorio Vivienda Familiar	548	0	0	55	10	663	453	1116
Suma	6252	0	0	779		7734	4739	
Total Sistema (W):								12473

4.1.3.2. Resumen carga térmica edificio

Zona	Carga Total Qct (W)
Suelo Radiante	12473
Carga Total Edificio (W)	12473

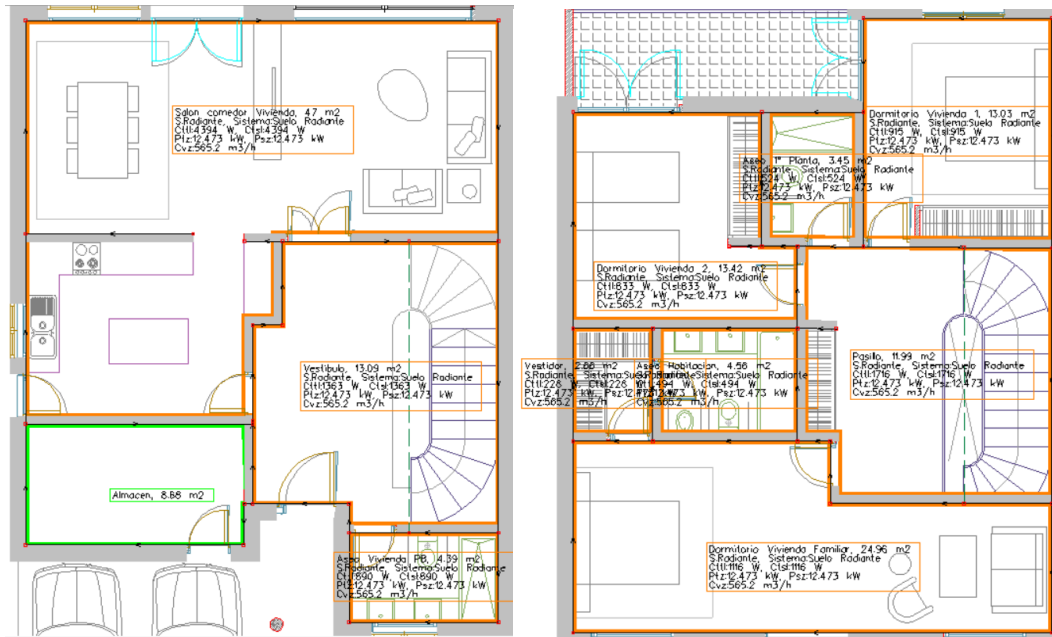


Figura 4.22. Plano con resumen de cargas térmicas invierno

4.1.4. Carga térmica verano

De la misma manera se han calculado las cargas térmicas de la vivienda en la época de verano. Se calculará para los meses y horas que en la figura 4.23. se muestra.

Datos proyecto

Mes

- Marzo
- Abril
- Mayo
- Junio
- Julio
- Agosto
- Septiembre
- Octubre
- Noviembre

Hora Solar

<input type="checkbox"/> 1	<input checked="" type="checkbox"/> 13
<input type="checkbox"/> 2	<input checked="" type="checkbox"/> 14
<input type="checkbox"/> 3	<input checked="" type="checkbox"/> 15
<input type="checkbox"/> 4	<input checked="" type="checkbox"/> 16
<input type="checkbox"/> 5	<input checked="" type="checkbox"/> 17
<input checked="" type="checkbox"/> 6	<input checked="" type="checkbox"/> 18
<input checked="" type="checkbox"/> 7	<input checked="" type="checkbox"/> 19
<input checked="" type="checkbox"/> 8	<input type="checkbox"/> 20
<input checked="" type="checkbox"/> 9	<input type="checkbox"/> 21
<input checked="" type="checkbox"/> 10	<input type="checkbox"/> 22
<input checked="" type="checkbox"/> 11	<input type="checkbox"/> 23
<input checked="" type="checkbox"/> 12	<input type="checkbox"/> 24

Figura 4.23. Datos de verano

4.1.4.1. Sistema Suelo Radiante. (Julio, 16 horas)

DENOMINACIÓN LOCAL: Aseo Vivienda PB

Ocupación: 10 m²/pers.

Actividad: Persona de pie

Alumbrado Fluorescente: 6 W/m².

Aparatos diversos (sensible): 5 W/m².

Temperatura (°C): 24

Temperatura húmeda (°C): 17,06

Humedad relativa (%): 50

Humedad absoluta (gw/Kga): 9,27

Calor por Radiación a través de cristal "Qsr"

Cerramiento	Orientación	Radiación (W/m ²)	Sup. (m ²)	FC Radiac.	F. Atenuac.	F. Almacen.	Qsri (W)
Ventana madera	S (Sombra)	52,86	1,44	1,311	0,43	0.93	40
Total (W)							40

Calor por Transmisión y Radiación en paredes y techos exteriores "Qstr"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Dif. equiv. T ^a (°K)	Qstri (W)
Pared ext.	E	0,39	4,23	2,86	5
Pared ext.	O	0,39	4,23	10,86	18
Pared ext.	S	0,39	5,6	8,54	19
Total (W)					42

Calor por Transmisión en paredes, techos y puertas interiores, suelos y ventanas "Qstm"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Te - Ti (°K)	Qstmi (W)
Ventana madera	S	1,08	1,44	5,4	8
Suelo terreno	Horizontal	0,35	4,39	5,4	8
Techo int.	Horizontal	1,57	4,39	2,4	17
Total (W)					33

Aportaciones Internas de calor sensible "Qsai"

Iluminación Qsil (W)	Personas Qsp (W)	Varios Qsad (W)	Qsai (W)
26	71	22	119

Aire de Ventilación "Vv"

Sup. (m ²)	m ³ /h·m ²	Vvs (m ³ /h)	Personas	m ³ /h·p	Vvp (m ³ /h)	Local (m ³ /h)	Plazas	m ³ /h·pz	Vvpz(m ³ /h)
						54 *			

Calor sensible por aire de Ventilación "Qsv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	Te - Ti (°K)	Qsv (W)
54	0,33	5,4	96

Aportaciones Internas de calor latente "Qlai"

Personas Qlp (W)	Varios Qlad (W)	Qlai (W)
60	0	60

Calor latente por aire de Ventilación "Qlv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	We - Wi (g/Kg)	Qlv (W)
54	0,84	-1	-45

DENOMINACIÓN LOCAL: Vestíbulo

Ocupación: 10 m²/pers.

Actividad: Persona que pasea

Alumbrado Fluorescente: 6 W/m².

Aparatos diversos (sensible): 5 W/m².

Temperatura (°C): 24

Temperatura húmeda (°C): 17,06

Humedad relativa (%): 50

Humedad absoluta (gw/Kga): 9,27

Puerta madera	S (Sombra)	52,86	2,31	1,311	0,46	0,93	69
---------------	------------	-------	------	-------	------	------	----

Calor por Transmisión y Radiación en paredes y techos exteriores "Qstr"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Dif. equiv. T ^a (°K)	Qstri (W)
Pared ext.	E	0,39	13,39	2,86	15
Pared ext.	S	0,39	3,82	8,54	13
Pared ext.	O	0,39	0,24	10,86	1
Total (W)					29

Calor por Transmisión en paredes, techos y puertas interiores, suelos y ventanas "Qstm"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Te - Ti (°K)	Qstm (W)
Pared int.		0,6	3,77	2,4	5
Techo int.	Horizontal	1,57	21,42	2,4	81
Suelo terreno	Horizontal	0,35	13,09	5,4	25
Total (W)					111

Aportaciones Internas de calor sensible "Qsai"

Iluminación Qsil (W)	Personas Qsp (W)	Varios Qsad (W)	Qsai (W)
79	148	65	292

Aportaciones Internas de calor latente "Qlai"

Personas Qlp (W)	Varios Qlad (W)	Qlai (W)
144	0	144

DENOMINACIÓN LOCAL: Salón comedor Vivienda

Ocupación: 6 m²/pers.

Actividad: Sentado, trabajo ligero
 Alumbrado Fluorescente: 6 W/m².
 Aparatos diversos (sensible): 5 W/m².
 Temperatura (°C): 24
 Temperatura húmeda (°C): 17,06
 Humedad relativa (%): 50
 Humedad absoluta (gw/Kga): 9,27

Calor por Radiación a través de cristal "Qsr"

Cerramiento	Orientación	Radiación (W/m ²)	Sup. (m ²)	FC Radiac.	F. Atenuac.	F. Almacen.	Qsri (W)
Ventana madera	N (Sombra)	52,86	2,04	1,311	0,45	0,93	59
Puerta madera	N (Sombra)	52,86	3,57	1,311	0,53	0,93	122
Ventana madera	N (Sombra)	52,86	3,96	1,311	0,52	0,93	133
Puerta madera	O (Sombra)	586,79	1,55	1,311	0,02	0,49	9
Ventana madera	O	586,79	1,05	1,311	0,41	0,49	164
Sombra		52,86	0,15	1,311	0,41	0,93	4
Total (W)							491

Calor por Transmisión y Radiación en paredes y techos exteriores "Qstr"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Dif. equiv. T ^a (°K)	Qstri (W)
Pared ext.	E	0,39	10,04	2,86	11
Pared ext.	N	0,39	16,32	2,28	15
Pared ext.	O	0,39	10,07	10,86	43
Pared ext.	O	0,39	7,03	10,86	30
Total (W)					99

Calor por Transmisión en paredes, techos y puertas interiores, suelos y ventanas "Qstm"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Te - Ti (°K)	Qstm (W)
Ventana madera	N	1,05	2,04	5,4	12
Ventana madera	N	1,17	3,96	5,4	25
Ventana madera	O	1,1	1,2	5,4	7
Pared int.		0,6	10,34	2,4	15
Suelo terreno	Horizontal	0,35	47	5,4	89
Techo int.	Horizontal	1,57	47	2,4	177
Total (W)					325

Aportaciones Internas de calor sensible "Qsai"

Iluminación Qsil (W)	Personas Qsp (W)	Varios Qsad (W)	Qsai (W)
282	560	235	1077

Aire de Ventilación "Vv"

Sup. (m ²)	m ³ /h·m ²	Vvs (m ³ /h)	Personas	m ³ /h·p	Vvp (m ³ /h)	Local (m ³ /h)	Plazas	m ³ /h·pz	Vvpz(m ³ /h)
			8	10,8	86,4 *				

Calor sensible por aire de Ventilación "Qsv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	Te - Ti (°K)	Qsv (W)
86,4	0,33	5,4	154

Aportaciones Internas de calor latente "Qlai"

Personas Qlp (W)	Varios Qlad (W)	Qlai (W)
376	0	376

Calor latente por aire de Ventilación "Qlv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	We - Wi (g/Kg)	Qlv (W)
86,4	0,84	-1	-72

DENOMINACIÓN LOCAL: Vestidor

Ocupación: 10 m²/pers.

Actividad: Persona de pie

Alumbrado Fluorescente: 6 W/m².

Aparatos diversos (sensible): 5 W/m².

Temperatura (°C): 24

Temperatura húmeda (°C): 17,06

Humedad relativa (%): 50

Humedad absoluta (gw/Kga): 9,27

Calor por Transmisión y Radiación en paredes y techos exteriores "Qstr"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² ·°K)	Superficie (m ²)	Dif. equiv. T ^a (°K)	Qstri (W)
Pared ext.	0	0,39	4,93	10,86	21
Cubierta	Horizontal	0,19	2,69	10,75	5
Total (W)					26

Aportaciones Internas de calor sensible "Qsai"

Iluminación Qsil (W)	Personas Qsp (W)	Varios Qsad (W)	Qsai (W)
16	71	13	100

Aire de Ventilación "Vv"

Sup. (m ²)	m ³ /h·m ²	Vvs (m ³ /h)	Personas	m ³ /h·p	Vvp (m ³ /h)	Local (m ³ /h)	Plazas	m ³ /h·pz	Vvpz(m ³ /h)
			1	18	18 *				

Calor sensible por aire de Ventilación "Qsv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	Te - Ti (°K)	Qsv (W)
18	0,33	5,4	32

Aportaciones Internas de calor latente "Qlai"

Personas Qlp (W)	Varios Qlad (W)	Qlai (W)
60	0	60

Calor latente por aire de Ventilación "Qlv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	We - Wi (g/Kg)	Qlv (W)
18	0,84	-1	-15

DENOMINACIÓN LOCAL: Dormitorio Vivienda Familiar

Ocupación: 10 m²/pers.

Actividad: Sentado, en reposo

Alumbrado Fluorescente: 6 W/m².

Aparatos diversos (sensible): 5 W/m².

Temperatura (°C): 24

Temperatura húmeda (°C): 17,06

Humedad relativa (%): 50

Humedad absoluta (gw/Kga): 9,27

Calor por Transmisión y Radiación en paredes y techos exteriores "Qstr"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Dif. equiv. T ^a (°K)	Qstri (W)
Pared ext.	E	0,39	6,57	2,86	7
Pared ext.	O	0,39	9,47	10,86	40
Pared ext.	S	0,39	22,45	8,54	75
Cubierta	Horizontal	0,19	24,93	10,75	51
Total (W)					173

Calor por Transmisión en paredes, techos y puertas interiores, suelos y ventanas "Qstm"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Te - Ti (°K)	Qstm (W)
Pared int.		0,6	0,51	2,4	1
Suelo ext.	Horizontal	0,41	24,96	5,4	55

Total (W)

56

Aportaciones Internas de calor sensible "Qsai"

Iluminación Qsil (W)	Personas Qsp (W)	Varios Qsad (W)	Qsai (W)
150	201	125	476

Aire de Ventilación "Vv"

Sup. (m ²)	m ³ /h·m ²	Vvs (m ³ /h)	Personas	m ³ /h·p	Vvp (m ³ /h)	Local (m ³ /h)	Plazas	m ³ /h·pz	Vvpz(m ³ /h)
			3	18	54 *				

Calor sensible por aire de Ventilación "Qsv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	Te - Ti (°K)	Qsv (W)
54	0,33	5,4	96

Aportaciones Internas de calor latente "Qlai"

Personas Qlp (W)	Varios Qlad (W)	Qlai (W)
105	0	105

Calor latente por aire de Ventilación "Qlv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	We - Wi (g/Kg)	Qlv (W)
54	0,84	-1	-45

DENOMINACIÓN LOCAL: Dormitorio Vivienda 2

Ocupación: 10 m²/pers.

Actividad: Sentado, en reposo

Alumbrado Fluorescente: 6 W/m².

Aparatos diversos (sensible): 5 W/m².

Temperatura (°C): 24

Temperatura húmeda (°C): 17,06

Humedad relativa (%): 50

Humedad absoluta (gw/Kga): 9,27

Puerta madera	N (Sombra)	52,86	3,99	1,311	0,53	0,93	137
---------------	------------	-------	------	-------	------	------	-----

Calor por Transmisión y Radiación en paredes y techos exteriores "Qstr"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² ·°K)	Superficie (m ²)	Dif. equiv. T ^a (°K)	Qstri (W)
Pared ext.	N	0,39	8,41	2,28	7
Pared ext.	O	0,39	10,41	10,86	44

Cubierta	Horizontal	0,19	13,52	10,75	28
Total (W)					79

Aportaciones Internas de calor sensible "Qsai"

Iluminación Qsil (W)	Personas Qsp (W)	Varios Qsad (W)	Qsai (W)
81	134	67	282

Aire de Ventilación "Vv"

Sup. (m ²)	m ³ /h·m ²	Vvs (m ³ /h)	Personas	m ³ /h·p	Vvp (m ³ /h)	Local (m ³ /h)	Plazas	m ³ /h·pz	Vvpz(m ³ /h)
			2	18	36 *				

Calor sensible por aire de Ventilación "Qsv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	Te - Ti (° K)	Qsv (W)
36	0,33	5,4	64

Aportaciones Internas de calor latente "Qlai"

Personas Qlp (W)	Varios Qlad (W)	Qlai (W)
70	0	70

Calor latente por aire de Ventilación "Qlv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	We - Wi (g/Kg)	Qlv (W)
36	0,84	-1	-30

DENOMINACIÓN LOCAL: Aseo 1º Planta

Ocupación: 10 m²/pers.

Actividad: Persona de pie

Alumbrado Fluorescente: 6 W/m².

Aparatos diversos (sensible): 5 W/m².

Temperatura (°C): 24

Temperatura húmeda (°C): 17,06

Humedad relativa (%): 50

Humedad absoluta (gw/Kga): 9,27

Calor por Transmisión y Radiación en paredes y techos exteriores "Qstr"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² ·°K)	Superficie (m ²)	Dif. equiv. T ^a (°K)	Qstri (W)
Pared ext.	N	0,39	3,47	2,28	3
Cubierta	Horizontal	0,19	3,47	10,75	7
Total (W)					10

Calor por Transmisión en paredes, techos y puertas interiores, suelos y ventanas "Qstm"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Te - Ti (°K)	Qstm (W)
Pared int.		0,6	0,59	2,4	1
Total (W)					1

Aportaciones Internas de calor sensible "Qsai"

Iluminación Qsil (W)	Personas Qsp (W)	Varios Qsad (W)	Qsai (W)
21	71	17	109

Aire de Ventilación "Vv"

Sup. (m ²)	m ³ /h·m ²	Vvs (m ³ /h)	Personas	m ³ /h·p	Vvp (m ³ /h)	Local (m ³ /h)	Plazas	m ³ /h·pz	Vvpz(m ³ /h)
						54 *			

Calor sensible por aire de Ventilación "Qsv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	Te - Ti (°K)	Qsv (W)
54	0,33	5,4	96

Aportaciones Internas de calor latente "Qlai"

Personas Qlp (W)	Varios Qlad (W)	Qlai (W)
60	0	60

Calor latente por aire de Ventilación "Qlv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	We - Wi (g/Kg)	Qlv (W)
54	0,84	-1	-45

DENOMINACIÓN LOCAL: Dormitorio Vivienda 1

Ocupación: 10 m²/pers.

Actividad: Sentado, en reposo

Alumbrado Fluorescente: 6 W/m².

Aparatos diversos (sensible): 5 W/m².

Temperatura (°C): 24

Temperatura húmeda (°C): 17,06

Humedad relativa (%): 50

Humedad absoluta (gw/Kga): 9,27

Calor por Radiación a través de cristal "Qsr"

Cerramiento	Orientación	Radiación (W/m ²)	Sup.(m ²)	FC Radiac.	F. Atenuac.	F. Almacen.	Qsri (W)

Ventana madera	N (Sombra)	52,86	1,8	1,311	0,44	0,93	51
Puerta madera	0	586,79	2,92	1,311	0,53	0,49	582
Sombra		52,86	0,23	1,311	0,53	0,93	8
Total (W)							641

Calor por Transmisión y Radiación en paredes y techos exteriores "Qstr"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Dif. equiv. T ^a (°K)	Qstri (W)
Pared ext.	E	0,39	11,15	2,86	12
Pared ext.	N	0,39	6,61	2,28	6
Pared ext.	O	0,39	3,66	10,86	16
Cubierta	Horizontal	0,19	13,5	10,75	28
Total (W)					62

Calor por Transmisión en paredes, techos y puertas interiores, suelos y ventanas "Qstm"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Te - Ti (°K)	Qstm (W)
Ventana madera	N	1,06	1,8	5,4	10
Pared int.		0,6	0,59	2,4	1
Pared int.		0,6	0,41	2,4	1
Total (W)					12

Aportaciones Internas de calor sensible "Qsai"

Iluminación Qsil (W)	Personas Qsp (W)	Varios Qsad (W)	Qsai (W)
78	134	65	277

Aire de Ventilación "Vv"

Sup. (m ²)	m ³ /h·m ²	Vvs (m ³ /h)	Personas	m ³ /h·p	Vvp (m ³ /h)	Local (m ³ /h)	Plazas	m ³ /h·pz	Vvpz(m ³ /h)
			2	18	36 *				

Calor sensible por aire de Ventilación "Qsv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	Te - Ti (°K)	Qsv (W)
36	0,33	5,4	64

Aportaciones Internas de calor latente "Qlai"

Personas Qlp (W)	Varios Qlad (W)	Qlai (W)
70	0	70

Calor latente por aire de Ventilación "Qlv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	We - Wi (g/Kg)	Qlv (W)

36	0.84	-1	-30
----	------	----	-----

DENOMINACIÓN LOCAL: Pasillo

Ocupación: 2 m²/pers.

Actividad: Persona que pasea

Alumbrado Fluorescente: 6 W/m².

Aparatos diversos (sensible): 5 W/m².

Temperatura (°C): 24

Temperatura húmeda (°C): 17,06

Humedad relativa (%): 50

Humedad absoluta (gw/Kga): 9,27

Calor por Transmisión y Radiación en paredes y techos exteriores "Qstr"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Dif. equiv. T ^a (°K)	Qstri (W)
Pared ext.	E	0,39	12,56	2,86	14
Cubierta	Horizontal	0,19	18,96	10,75	39
Total (W)					53

Calor por Transmisión en paredes, techos y puertas interiores, suelos y ventanas "Qstm"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Te - Ti (°K)	Qstm (W)
Pared int.		0,6	0,41	2,4	1
Pared int.		0,6	0,55	2,4	1
Total (W)					2

Aportaciones Internas de calor sensible "Qsai"

Iluminación Qsil (W)	Personas Qsp (W)	Varios Qsad (W)	Qsai (W)
72	444	60	576

Aire de Ventilación "Vv"

Sup. (m ²)	m ³ /h·m ²	Vvs (m ³ /h)	Personas	m ³ /h·p	Vvp (m ³ /h)	Local (m ³ /h)	Plazas	m ³ /h·pz	Vvpz(m ³ /h)
			6	28,8	172,8 *				

Calor sensible por aire de Ventilación "Qsv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	Te - Ti (°K)	Qsv (W)
172,8	0,33	5,4	308

Aportaciones Internas de calor latente "Qlai"

Personas Qlp (W)	Varios Qlad (W)	Qlai (W)
432	0	432

Calor latente por aire de Ventilación "Qlv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	We - Wi (g/Kg)	Qlv (W)
172,8	0,84	-1	-145

DENOMINACIÓN LOCAL: Aseo Habitación

Ocupación: 10 m²/pers.

Actividad: Persona de pie

Alumbrado Fluorescente: 6 W/m².

Aparatos diversos (sensible): 5 W/m².

Temperatura (°C): 24

Temperatura húmeda (°C): 17,06

Humedad relativa (%): 50

Humedad absoluta (gw/Kga): 9,27

Calor por Transmisión y Radiación en paredes y techos exteriores "Qstr"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Dif. equiv. T ^a (°K)	Qstri (W)
Cubierta	Horizontal	0,19	4,61	10,75	9
Total (W)					9

Calor por Transmisión en paredes, techos y puertas interiores, suelos y ventanas "Qstm"

Cerramiento	Orientación	U (W/m ² °K)	Superficie (m ²)	Te - Ti (°K)	Qstm (W)
Pared int.		0,6	0,55	2,4	1
Pared int.		0,6	0,51	2,4	1
Total (W)					2

Aportaciones Internas de calor sensible "Qsai"

Iluminación Qsil (W)	Personas Qsp (W)	Varios Qsad (W)	Qsai (W)
27	71	23	121

Aire de Ventilación "Vv"

Sup. (m ²)	m ³ /h·m ²	Vvs (m ³ /h)	Personas	m ³ /h·p	Vvp (m ³ /h)	Local (m ³ /h)	Plazas	m ³ /h·pz	Vvpz(m ³ /h)
						54 *			

Calor sensible por aire de Ventilación "Qsv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	Te - Ti (°K)	Qsv (W)
54	0,33	5,4	96

Aportaciones Internas de calor latente "Qlai"

Personas Qlp (W)	Varios Qlad (W)	Qlai (W)
60	0	60

Calor latente por aire de Ventilación "Qlv"

Caudal Vv (m ³ /h)	Da · Cpa/3600	We - Wi (g/Kg)	Qlv (W)
54	0,84	-1	-45

RESUMEN CARGA TÉRMICA SISTEMA Suelo Radiante

Local	CARGA SENSIBLE							
	Qsr(W)	Qstr(W)	Qstm(W)	Qsai(W)	Fs(%)	Qs(W)	Qsv(W)	Qst(W)
Aseo Vivienda PB	40	42	33	119	10	257	96	353
Vestíbulo	69	29	111	292	10	551		551
Salón comedor Vivienda	491	99	325	1077	10	2191	154	2345
Vestidor		26		100	10	139	32	171
Dormitorio Vivienda Familiar		173	56	476	10	776	96	872
Dormitorio Vivienda 2	137	79		282	10	548	64	612
Aseo 1º Planta		10	1	109	10	132	96	228
Dormitorio Vivienda 1	641	62	12	277	10	1091	64	1155
Pasillo		53	2	576	10	694	308	1002
Aseo Habitación		9	2	121	10	145	96	241
SUMA	1378	582	542	3429		6524	1006	7530

Local	CARGA LATENTE					
	Qli(W)	Qlai(W)	Fs(%)	Ql(W)	Qlv(W)	Qlt(W)
Aseo Vivienda PB	0	60	10	66	-45	21
Vestíbulo	0	144	10	158		158
Salón comedor Vivienda	0	376	10	414	-72	342
Vestidor	0	60	10	66	-15	51
Dormitorio Vivienda	0	105	10	116	-45	70

Familiar						
Dormitorio Vivienda 2	0	70	10	77	-30	47
Aseo 1º Planta	0	60	10	66	-45	21
Dormitorio Vivienda 1	0	70	10	77	-30	47
Pasillo	0	432	10	475	-145	330
Aseo Habitación	0	60	10	66	-45	21
SUMA		1437		1581	-472	1109

Carga Total Sistema (W)	8639	Carga Sensible Total Sistema (W)	7530
-------------------------	------	----------------------------------	------

4.1.4.2. Resumen carga térmica verano edificio

	SENSIBLE	LATENTE	Qt
SISTEMA	Qst (W)	Qlt (W)	Qst + Qlt (W)
Suelo Radiante	7530	1109	8639
SUMA	7530	1109	8639

Carga Total Edificio (W)	8639	Carga Sensible Total Edificio (W)	7530
--------------------------	------	-----------------------------------	------

4.1.4.3. Resumen carga térmica verano hora a hora (kW)

SISTEMA / MES	1	2	3	4	5	6	7	8
Suelo Radiante / Junio						2,424	3,148	3,903
Suelo Radiante / Julio						2,489	3,218	3,963
Suelo Radiante / Agosto						2,308	3,03	3,795
Suelo Radiante / Septiembre						1,502	2,198	3,113

SISTEMA / MES	9	10	11	12	13	14	15	16
Suelo Radiante / Junio	4,623	5,29	6,021	6,655	7,374	7,989	8,363	8,547
Suelo Radiante / Julio	4,699	5,395	6,156	6,718	7,526	8,138	8,485	8,639*
Suelo Radiante / Agosto	4,611	5,327	6,121	6,534	7,549	8,157	8,49	8,505
Suelo Radiante / Septiembre	3,919	4,62	5,463	5,683	6,929	7,521	7,839	7,838

SISTEMA / MES	17	18	19	20	21	22	23	24
Suelo Radiante / Junio	8,419	6,495						
Suelo Radiante / Julio	8,511	6,658						
Suelo Radiante / Agosto	8,346	6,657						
Suelo Radiante / Septiembre	7,416	5,87						

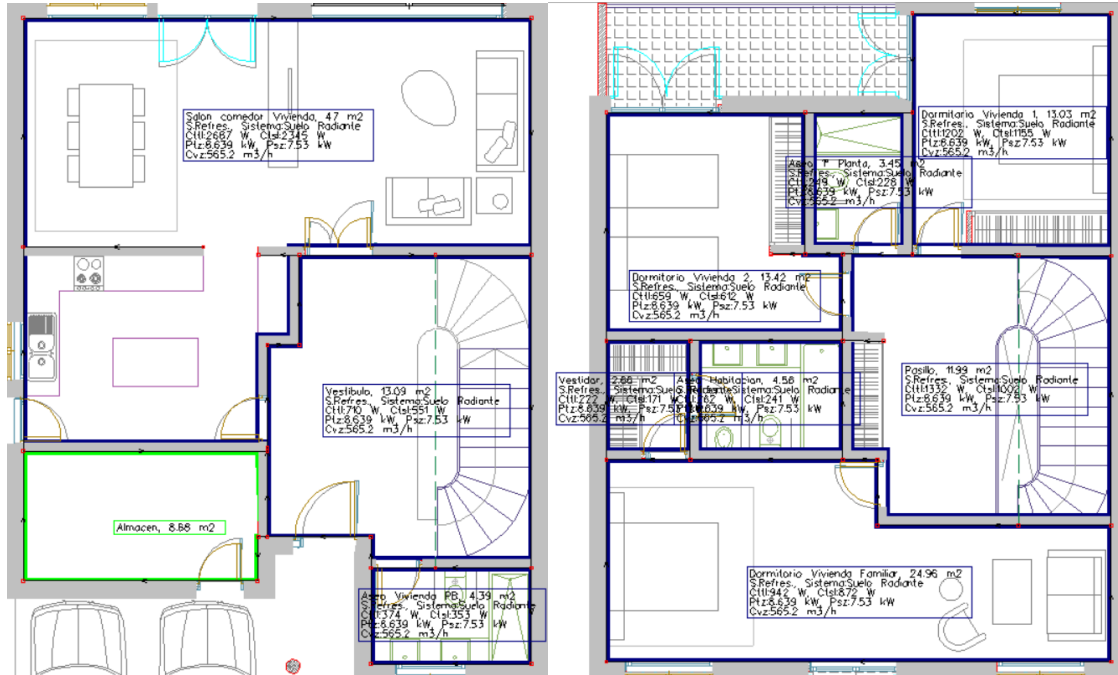


Figura 4.24. Plano con resumen de cargas térmicas verano

4.1.5. Equipos de producción de frío y calor

Primero se tiene que editar el sistema a utilizar, hay que seleccionar “Editor de sistemas” e ir seleccionando las características, en nuestro caso, suelo radiante/refrescante.

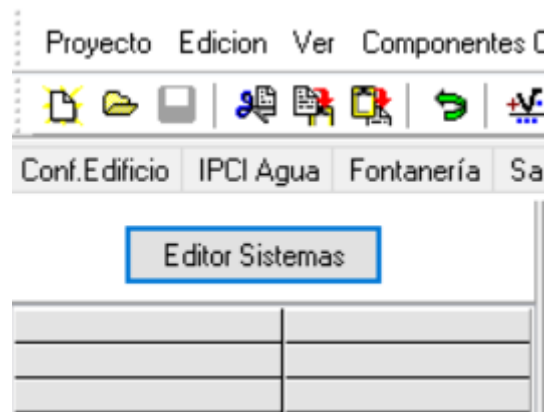


Figura 2.25. Editor de Sistemas

SISTEMA Suelo Radiante.

Tipo Unidad Terminal: Suelo radiante/refrescante.

Figura 2.26. Suelo Radiante

VERANO

Unidad Exterior: P_{TFG} (kW): 8,639

Unidades Interiores:

LOCAL	Pot. total refrig. (W)	Pot. sens. refrig. (W)
Salón comedor Vivienda	2687	2345
Aseo Vivienda PB	374	353
Vestíbulo	710	551
Dormitorio Vivienda 2	659	612
Aseo 1º Planta	249	228
Dormitorio Vivienda 1	1202	1155
Pasillo	1332	1002
Aseo Habitación	262	241
Vestidor	222	171
Dormitorio Vivienda Familiar	942	872

INVIERNO.

Unidad Exterior: P_{TC} (kW): 12,473.

Unidades Interiores:

LOCAL	Pot. total calef. (W)
Salón comedor Vivienda	4394
Aseo Vivienda PB	890
Vestíbulo	1363
Dormitorio Vivienda 2	833
Aseo 1º Planta	524
Dormitorio Vivienda 1	915
Pasillo	1716
Aseo Habitación	494
Vestidor	228

Dormitorio Vivienda Familiar	1116
------------------------------	------

CÁLCULOS EQUIPOS PRODUCCIÓN FRÍO Y CALOR.

Fluido: Agua				Verano (Refrigeración)		Invierno (Calefacción)	Caudal vent.
Sistema	Tipo UT	Unidad	Local	Pt (kW)	Ps (kW)	Pt (kW)	(m³/h)
Suelo Radiante	Suelo radiante/refrescante	Exterior		8,639	7,53	12,473	565,2
		Interior	Salón comedor Vivienda	2,687	2,345	4,394	86,4
		Interior	Aseo Vivienda PB	0,374	0,353	0,89	54
		Interior	Vestíbulo	0,71	0,551	1,363	0
		Interior	Dormitorio Vivienda 2	0,659	0,612	0,833	36
		Interior	Aseo 1º Planta	0,249	0,228	0,524	54
		Interior	Dormitorio Vivienda 1	1,202	1,155	0,915	36
		Interior	Pasillo	1,332	1,002	1,716	172,8
		Interior	Aseo Habitación	0,262	0,241	0,494	54
		Interior	Vestidor	0,222	0,171	0,228	18
		Interior	Dormitorio Vivienda Familiar	0,942	0,872	1,116	54

EQUIPOS ADOPTADOS FABRICANTES DE FRÍO Y CALOR

The screenshot shows a software window titled 'Equipos'. On the left, there is a list of equipment types: 'Caldera', 'Enf_Solo_Frio', 'Enf_Bomba_Calor', and 'Aerothermia' (which is selected). The main configuration area contains the following fields and options:

- Denominación:** Aerothermia
- Tipo:** Radio buttons for 'Caldera', 'Enfriadora sólo frío', and 'Enfriadora con bomba de calor' (selected).
- Tipo condensadora:** Radio buttons for 'Aire-Agua' (selected) and 'Agua-Agua'.
- Fabricante:** FERROLI
- Serie:** RMA
- Modelo:** (empty field)
- Cálculo automático:** Si
- Ciclo Frío:**
 - Tª salida agua (°C): 7
 - Tª aire exterior (°C): 35
- Ciclo Calor:**
 - Tª salida agua (°C): 45
 - Tª aire exterior (°C): 7

At the bottom, there are three buttons: 'Aceptar' (with a green checkmark), 'Cancelar' (with a red X), and 'Ayuda' (with a question mark).

Figura 4.27 Equipo de Aerothermia

EQUIPOS PRIMARIOS ADOPTADOS FABRICANTES

Enfriadoras Bomba de Calor											
Equipo	Sistema	Condens.	Fabricante	Serie	Modelo	Pot.Frig. (kW)	Con.Frig. (kW)	Pot.Cal. (kW)	Con.Cal. (kW)	EER	COP
Aerotermita		Aire-Agua	FERROLI	RMA	14R	15,1	6,57	18,3	6,5	2,3	2,82
	Suelo Radiante										

4.2. Cálculo de Energía Solar

En este estudio, se presentan las fórmulas generales utilizadas por el software DMElect para el cálculo de la energía solar, incluyendo la fórmula para el cálculo de la radiación solar incidente, la fórmula para estimar la energía solar absorbida por un panel solar, y otras ecuaciones relevantes para el diseño y la evaluación de sistemas solares. Se accederá al módulo de Energía Solar Térmica en el programa.

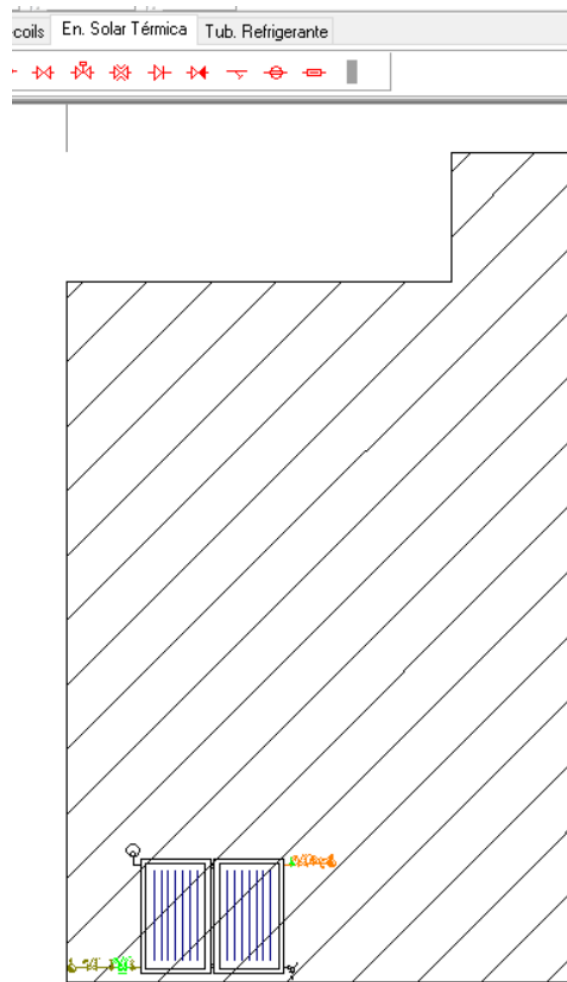


Figura 4.28. Energía Solar Térmica

- Fórmulas generales

Se emplean las siguientes:

$$H = Z + (P/\gamma); \gamma = \rho \times g; H_1 = H_2 + h_f$$

Siendo:

H = Altura piezométrica, energía por unidad de peso (mca).

z = Cota (m).

P/γ = Altura de presión (mca).

γ = Peso específico fluido.

ρ = Densidad fluido (kg/m³).

g = Aceleración gravedad. 9,81 m/s².

h_f = Pérdidas de altura piezométrica, energía por unidad de peso (mca).

a) Tuberías y válvulas.

$$H_i - H_j = h_{ij} = r_{ij} \times Q_{ij}^n + m_{ij} \times Q_{ij}^2$$

Darcy - Weisbach:

$$r_{ij} = 10^9 \times 8 \times f \times L \times \rho / (\pi^2 \times g \times D^5 \times 1000); n = 2$$

$$m_{ij} = 10^6 \times 8 \times k \times \rho / (\pi^2 \times g \times D^4 \times 1000)$$

$$Re = 4 \times Q / (\pi \times D \times v)$$

$$f = 0.25 / [\lg_{10}(\varepsilon / (3.7 \times D) + 5.74 / Re^{0.9})]^2$$

Hazen - Williams:

$$r_{ij} = 12,171 \times 10^9 \times L / (C^{1,852} \times D^{4,871}); n = 1,852$$

$$m_{ij} = 10^6 \times 8 \times k / (\pi^2 \times g \times D^4)$$

b) Bombas-Grupos de presión.

$$h_{ij} = -\omega^2 \times (h_0 - r_b \times (Q/\omega)^{n_b})$$

Siendo:

f = Factor de fricción en tuberías (adimensional).

L = Longitud equivalente de tubería (m).

D = Diámetro de tubería o válvula (mm).

Q = Caudal (l/s).

ε = Rugosidad absoluta tubería (mm).

Re = Número de Reynolds (adimensional).

v = Viscosidad cinemática del fluido (m²/s).

k = Coeficiente de pérdidas en válvula (adimensional).

ω = Coeficiente de velocidad en bombas (adimensional).

h₀ = Altura bomba a caudal cero (mca).

r_b = Coeficiente en bombas.

n_b = Exponente caudal en bombas.

- **Demanda energética ACS**

Las necesidades energéticas medias para la producción mensual de agua caliente son:

$$D_a = Q \cdot n \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{ac} - T_{af})$$

Siendo:

D_a = Demanda de energía térmica mensual (J/mes).

Q = Consumo de agua caliente por día a la temperatura de acumulación (l/día).

n = N° de días del mes considerado.

ρ = Densidad del agua (1 kg/l).

c_p = Calor específico a presión constante del agua (4186 J/kg°C).

T_{ac} = Temperatura de acumulación (°C).

T_{af} = Temperatura del agua fría de red (°C).

- **Superficie captadora-Método FCHART**

El cálculo de la cobertura del sistema solar se basa en el método de las gráficas- f :

$$Q_u = f \cdot D_e$$

$$f = 1,029 D_1 - 0,065 D_2 - 0,245 D_1^2 + 0,0018 D_2^2 + 0,0215 D_1^3$$

$$D_1 = E_a / D_e$$

$$D_2 = E_p / D_e$$

Siendo:

Q_u = Energía útil captada (J/mes).

D_e = Demanda energética ACS o Calefacción (J/mes).

E_a = Energía absorbida por el captador (J/mes) = $S_c \cdot F_r'(\tau\alpha) \cdot R \cdot n$

E_p = Energía perdida por el captador (J/mes) = $S_c \cdot F_r' U_L \cdot (100 - T_{amb}) \cdot \Delta t \cdot K_1 \cdot K_2$

S_c = Superficie útil de captación (m²).

$F_r'(\tau\alpha) = F_r(\tau\alpha)_n \cdot [(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n] \cdot (F_r'/F_r) \cdot F_{cse}$

$F_r(\tau\alpha)_n$ = Factor de eficiencia óptica del captador, curva de rendimiento $f(t_e)$.

$(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$ = Modificador del ángulo de incidencia.

F_r'/F_r = Factor de corrección del conjunto captador-intercambiador.

F_{cse} = Factor de corrección por suciedad y envejecimiento.

R = Radiación diaria media mensual incidente sobre la superficie de captación (J/m²-día).

n = N° de días del mes considerado.

$F_r' U_L = F_r U_L \cdot (F_r'/F_r)$

$F_r U_L$ = Coeficiente global de pérdidas del captador, curva de rendimiento $f(t_e)$.

Δt = N° de segundos del mes considerado.

K_1 = Factor de corrección por almacenamiento = $[kg \text{ acumulación} / (75 \cdot S_C)] - 0,25$

K_2 = Factor de corrección ACS = $(11,6 + 1,18 T_{ac} + 3,86 T_{af} - 2,32 T_{amb}) / (100 - T_{amb})$

T_{ac} = Temperatura mínima del ACS (temperatura de acumulación, °C).

T_{af} = Temperatura media del agua fría de red del mes considerado (°C).

T_{amb} = Temperatura ambiente media diaria del mes considerado (°C).

- **Instalación solar**

Se accede a la Ficha de estudio de necesidades y se prepara el módulo con las características de nuestro proyecto.

Figura 4.29. Estudio de necesidades del edificio

- Datos Geográficos y Climatológicos

Ciudad: Valladolid

Provincia: Valladolid

Altitud s.n.m.(m): 691

Longitud (°): 4,7

Latitud (°): 41,7

Temperatura invierno (°C): -4,4

Temperatura mínima histórica (°C): -16

Zona Climática: IV

Radiación Solar Global media diaria anual sup. horizontal (MJ/m²): 16.6 <= H < 18

Humedad relativa (%): 45

Viento dominante:

Dirección: 0

Velocidad (km/h): 10

Temperatura ambiente media durante las horas de sol (°C):

Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	Año
4,1	6,1	8,1	9,9	13,3	18	21,5	21,3	18,6	12,9	7,6	4,8	12,18

Temperatura media del agua de la red general (°C):

Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	Año
6	8	9	10	12	15	18	18	16	12	9	7	11,67

Radiación Solar útil sobre la superficie de captadores (MJ/m²-dia), ángulo de inclinación 42 °:

Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	Año
6,775	15,775	15,885	17,588	18	20,009	22,39	22,815	18,747	15,311	9,708	6,694	15,808

- Datos Generales

Fluido circuito primario: Agua + 35% glicol etilénico

Densidad (kg/m³): 1040

Viscosidad cinemática (m²/s): 0,0000026

Calor específico (J/KgK): 3660



Punto congelación (°C): -25
Coef. expansión térmica (%): 6,8
Velocidad máxima (m/s): 2
Pérdidas secundarias (%): 10

Fluidos circuitos secundarios: Agua 50 °C
Densidad (kg/m³): 1000
Viscosidad cinemática (m²/s): 0,0000011
Calor específico (J/Kg·K): 4186
Punto congelación (°C): 0
Coef. expansión térmica (%): 1,1
Velocidad máxima (m/s): 2
Pérdidas secundarias (%): 10

Fuente energética apoyo ACS: Combustible gaseoso

Factores corrección energía captadores:

Factor corrección ángulo incidencia variable a lo largo del día:
Cubierta simple: 0,96
Cubierta doble: 0,94
Factor corrección por suciedad y envejecimiento: 1
Factor corrección conjunto captador-intercambiador: 0,95

- Datos Captador

Tipo: Plano con cubierta transparente, sin reflector
Dimensiones:
Longitud (mm): 2105
Anchura (mm): 950
Altura (mm): 82
Área absorbedor (m²): 1,89
Área apertura (m²): 1,91
Área total (m²): 2,01

Presión máxima trabajo (bar): 8
Temperatura estancamiento (°C):
Contenido líquido (l): 1,02
Cubierta: Simple

Parámetros del rendimiento térmico:

Ecuación característica: $\eta = \eta_0 - a_1(t_m - t_a)/G - a_2(t_m - t_a)^2/G$

Rendimiento óptico, η_0 : 0,739

Coeficiente global de pérdidas de primer grado, a_1 (W/m²K): 6,341

Coeficiente global de pérdidas de segundo grado, a_2 (W/m²K²): 0,017

Área referencia: Apertura

Ecuación pérdida de carga: $h = r \cdot Q^n$

h = Pérdida de carga (mbar)

Q = Caudal (l)

r: 431,06

n: 1,58

Caudal de diseño recomendado para el uso previsto (l/h·m²): 50.

4.2.1. Demanda energética edificio

El cálculo de la demanda energética de un edificio es un aspecto esencial en el diseño y la planificación de sistemas de climatización eficientes y sostenibles. La demanda energética representa la cantidad de energía necesaria para mantener condiciones de confort en el interior del edificio. El objetivo principal del cálculo de la demanda energética es lograr un equilibrio entre el confort de los ocupantes y la eficiencia energética del edificio.

4.2.1.1. ACS

La demanda de ACS varía según el tamaño del edificio, el número de ocupantes y sus necesidades diarias de agua caliente. Además, tendremos en cuenta las condiciones climáticas locales, como la radiación solar disponible y las temperaturas del agua.

4.2.1.1.1. Consumo ACS

Nº Usos: 1

Nº Personas/Usos: 4

Demanda: 28 litros/día·Persona

Sistema Acumulación Solar: Centralizado 1 dep.

Tª Acumulación (°C): 50

Mes	Demanda máx. diaria (l/día a 60 °C)	Utilización %	Demanda diaria (l/día a 60 °C)	Nº días/mes	Demanda mensual (l/mes a 60 °C)	Demanda mensual (l/mes a 50 °C)
Enero	112	100	112	31	3472	4261,09
Febrero	112	100	112	28	3136	3882,67
Marzo	112	100	112	31	3472	4318,83
Abril	112	100	112	30	3360	4200
Mayo	112	100	112	31	3472	4385,68
Junio	112	100	112	30	3360	4320
Julio	112	100	112	31	3472	4557
Agosto	112	100	112	31	3472	4557
Septiembre	112	100	112	30	3360	4348,24
Octubre	112	100	112	31	3472	4385,68
Noviembre	112	100	112	30	3360	4179,51
Diciembre	112	100	112	31	3472	4279,44

Demanda anual (l/año)

40880

51675,14

4.2.1.1.2. Demanda energética ACS.

Mes	Demanda mensual (l/mes a 50 °C)	Tª acumulación (°C)	Tª agua fría red (°C)	Energía calor. mens. (MJ/mes)
Enero	4261,09	50	6	784,82
Febrero	3882,67	50	8	682,62
Marzo	4318,83	50	9	741,22
Abril	4200	50	10	703,25
Mayo	4385,68	50	12	697,62
Junio	4320	50	15	632,92
Julio	4557	50	18	610,42
Agosto	4557	50	18	610,42
Septiembre	4348,24	50	16	618,86
Octubre	4385,68	50	12	697,62
Noviembre	4179,51	50	9	717,31
Diciembre	4279,44	50	7	770,29
Energía calor. anual (MJ/año)				8267,38

4.2.1.2. Demanda Energética Total

Mes	Demanda ACS (MJ/mes)	Demanda Total (MJ/mes)
Enero	824,07	824,07
Febrero	716,75	716,75
Marzo	778,28	778,28
Abril	738,41	738,41
Mayo	732,5	732,5
Junio	664,57	664,57
Julio	640,94	640,94
Agosto	640,94	640,94
Septiembre	649,8	649,8
Octubre	732,5	732,5
Noviembre	753,18	753,18
Diciembre	808,81	808,81
Total (MJ/año)	8680,75	8680,75

Pérdidas energéticas en distribución/recirculación (%):

ACS: 5

4.2.2. Volumen Acumulación

El sistema solar se debe concebir en función de la energía que aporta a lo largo del día y no en función de la potencia del generador (captadores solares), por tanto, se debe prever una acumulación acorde con la demanda al no ser esta simultánea con la generación (CTE, DB HE 4, apdo. 2.2.5).

Se editará el Sistema de Acumulación desde esta pestaña de la forma en la que se indica en la figura 4.30.

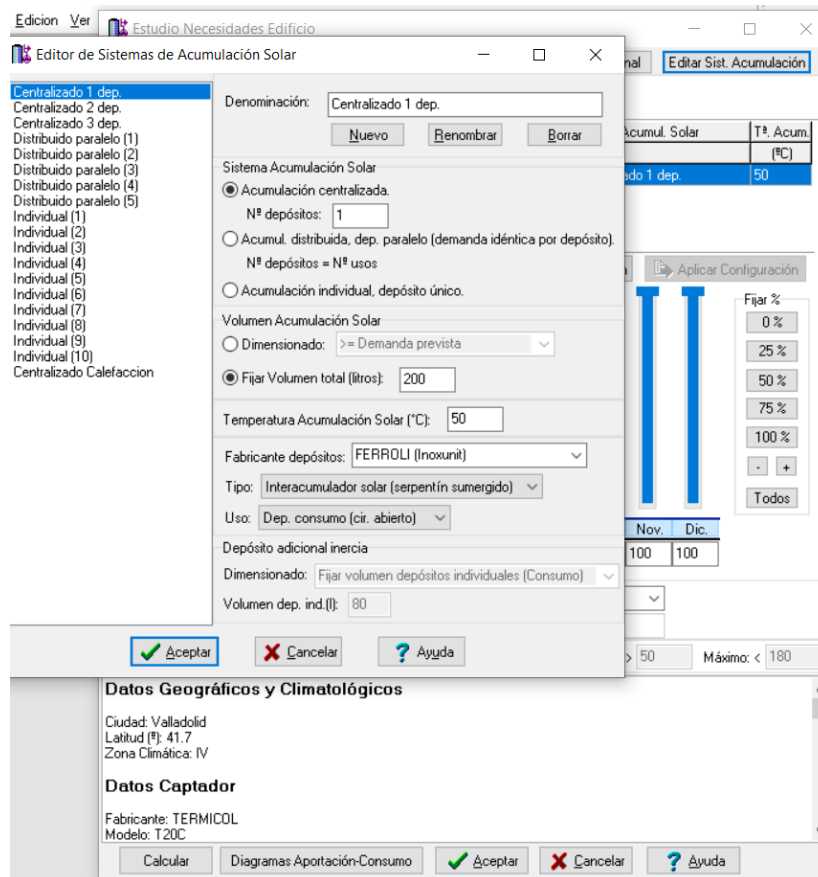


Figura 4.30. Sistema de Acumulación

4.2.2.1. Sistema Acumulación Solar: Centralizado 1 dep.

Uso: ACS

Tª Acumulación (°C): 50

Mes	Demanda diaria ACS (l)	Demanda Total (l)
Enero	137,45	137,45
Febrero	138,67	138,67
Marzo	139,32	139,32
Abril	140	140
Mayo	141,47	141,47
Junio	144	144
Julio	147	147
Agosto	147	147
Septiembre	144,94	144,94
Octubre	141,47	141,47
Noviembre	139,32	139,32
Diciembre	138,05	138,05

Consumo medio diario anual (l/día): 141,56

Consumo medio diario para el mes más desfavorable (l/día): 147

Depósitos instalados: 1 x 200 litros

Volumen total acumulación solar (litros): 200

Características depósitos

Capacidad (l): 200

Diámetro depósito (mm): 520

Altura depósito (mm): 1510

Material: Acero inoxidable

Tipo: Interacumulador solar (serpentín sumergido)

Uso: Dep. consumo (cir. abierto)

Presión máxima intercambiador (bar): 6

Temperatura máxima intercambiador (°C): 90

Presión máxima acumulador (bar): 6

Temperatura máxima acumulador (°C): 90

Intercambiador:

Superficie (m²): 1,15

Potencia (kW): 6,6

Volumen (l): 5,07

4.2.3. Contribución solar. Superficie captadora

Cálculo del parámetro D₁

Mes	Radiación Solar (MJ/m ² -día)	Superficie captación (m ²)	Fr'(τα)	Nº días/mes	Energía absorbida captador (MJ/mes)	Demanda energética (MJ/mes)	D ₁
Enero	6,775	3,82	0,635	31	509,2	824,07	0,62
Febrero	15,775	3,82	0,635	28	1070,84	716,75	1,49
Marzo	15,885	3,82	0,635	31	1193,84	778,28	1,53
Abril	17,588	3,82	0,635	30	1279,21	738,41	1,73
Mayo	18	3,82	0,635	31	1352,81	732,5	1,85
Junio	20,009	3,82	0,635	30	1455,3	664,57	2,19
Julio	22,39	3,82	0,635	31	1682,78	640,94	2,63
Agosto	22,815	3,82	0,635	31	1714,7	640,94	2,68
Septiembre	18,747	3,82	0,635	30	1363,52	649,8	2,1
Octubre	15,311	3,82	0,635	31	1150,73	732,5	1,57
Noviembre	9,708	3,82	0,635	30	706,08	753,18	0,94
Diciembre	6,694	3,82	0,635	31	503,07	808,81	0,62

Cálculo del parámetro D₂

Mes	Superficie captación (m ²)	Fr'U _L (W/m ² °C)	100 - ta (°C)	Δt (s)	K ₁	K ₂	Energía perdida captador (MJ/mes)	Demanda energética (MJ/mes)	D ₂
Enero	3,82	5,859	95,9	2678400	1,09	0,88	5524,94	824,07	6,7
Febrero	3,82	5,859	93,9	2419200	1,09	0,93	5172,71	716,75	7,22

Marzo	3,82	5,859	91,9	2678400	1,09	0,94	5675,78	778,28	7,29
Abril	3,82	5,859	90,1	2592000	1,09	0,96	5472,63	738,41	7,41
Mayo	3,82	5,859	86,7	2678400	1,09	0,99	5644,04	732,5	7,71
Junio	3,82	5,859	82	2592000	1,09	1,06	5504,87	664,57	8,28
Julio	3,82	5,859	78,5	2678400	1,09	1,15	5915,27	640,94	9,23
Agosto	3,82	5,859	78,7	2678400	1,09	1,15	5945,7	640,94	9,28
Septiembre	3,82	5,859	81,4	2592000	1,09	1,1	5661,5	649,8	8,71
Octubre	3,82	5,859	87,1	2678400	1,09	1	5704,89	732,5	7,79
Noviembre	3,82	5,859	92,4	2592000	1,09	0,95	5566,3	753,18	7,39
Diciembre	3,82	5,859	95,2	2678400	1,09	0,91	5671,58	808,81	7,01

Fracción de la carga calorífica aportada por el sistema de energía solar

Mes	Demanda ACS (MJ/mes)	D ₁	D ₂	Fracción f	Aportación solar (MJ/mes)	Energía solar útil (MJ/mes)	Sustitución %
Enero	824,07	0,62	6,7	0,19	158,61	158,61	19,25
Febrero	716,75	1,49	7,22	0,69	492,29	492,29	68,68
Marzo	778,28	1,53	7,29	0,7	545,77	545,77	70,13
Abril	738,41	1,73	7,41	0,78	573,19	573,19	77,63
Mayo	732,5	1,85	7,71	0,81	590,55	590,55	80,62
Junio	664,57	2,19	8,28	0,89	591,03	591,03	88,93
Julio	640,94	2,63	9,23	0,96	612,31	612,31	95,53
Agosto	640,94	2,68	9,28	0,96	617,2	617,2	96,3
Septiembre	649,8	2,1	8,71	0,85	551,95	551,95	84,94
Octubre	732,5	1,57	7,79	0,7	511,42	511,42	69,82
Noviembre	753,18	0,94	7,39	0,38	289,96	289,96	38,5
Diciembre	808,81	0,62	7,01	0,18	148,11	148,11	18,31
Total (MJ/año)	8680,75					5682,39	

Contribución o Fracción solar anual (%) = 65,46

Nº captadores = 2

Superficie captación (m²) = 3,82

Relación V/A = 52,36

4.2.4. Balance energético total.

Mes	Demanda Energética (MJ/mes)	Energía producida inst. solar (MJ/mes)	Contribución solar (%)
Enero	824,07	158,61	19,25
Febrero	716,75	492,29	68,68
Marzo	778,28	545,77	70,13
Abril	738,41	573,19	77,63
Mayo	732,5	590,55	80,62
Junio	664,57	591,03	88,93
Julio	640,94	612,31	95,53
Agosto	640,94	617,2	96,3
Septiembre	649,8	551,95	84,94
Octubre	732,5	511,42	69,82

Noviembre	753,18	289,96	38,5
Diciembre	808,81	148,11	18,31
Total (MJ/año)	8680,75	5682,39	

Número total de captadores: 2

Superficie útil total de captadores (m²): 3,82

Ahorro energético total anual o Energía solar térmica útil anual aportada (MJ): 5682,39

Fracción solar anual (%): 65,46

Radiación solar total anual sobre captadores (MJ): 22030,89

Rendimiento medio anual de la instalación solar (%): 25,79

4.2.5. Separación entre filas de captadores

Latitud (°): 41,7

Altura solar h₀ (°): 19,3

Inclinación del captador (°): 42

Longitud del captador (m): 2,11

Inclinación cubierta ascendente (°): 15

Distancia mínima entre filas de captadores (m): 3,28

4.2.6. Pérdidas en el sistema de captación

Caso: General, sin superposición ni integración

Pérdidas por Orientación e Inclinación (%): 0 (Admisible, 10 % máximo)

Pérdidas por Sombras (%): 0 (Admisible, 10 % máximo)

Pérdidas Totales (%): 0 (Admisible, 15 % máximo)

Resultados Ramas y Nudos

Línea	Nudo Orig.	Nudo Dest.	L.real (m)	Función tramo	Mat./Rug.(mm)/K	f	Q (l/s)	Dn (mm)	Dint (mm)	hf (mca)	hu (mmca/m)	V (m/s)
1	1	2		Bateria Cap.			- 0,0531			0,015		
2	3	2		VE	K=2,5		0,0531	15	16,1	0,393		0,26*
3	3	4		VC	K=0,5	0,02	- 0,0531	15	16,1	0,002		0,26
4	1	5		VC	K=0,5	0,02	0,0531	15	16,1	0,002		0,26
5	5	6	0,25	Tubería	Cobre/0,1	0,049	0,0531	22	20	0,001	4,1	0,17
7	8	11		V3V	K=0,5	0,02	0,0531	15	16,1	0,002		0,26
8	9	11		V3V	K=0,5	0,02	- 0,0531	15	16,1	0,002		0,26
9	10	11		V3V	K=5	0,02	0	15	16,1	0		0
6	7	8	0,31	Tubería	Cobre/0,1	0,049	0,0531	22	20	0,001	4,1	0,17
10	9	12		VC	K=0,5	0,02	0,0531	15	16,1	0,002		0,26
11	12	13	0,22	Tubería	Cobre/0,1	0,049	0,0531	22	20	0,001	4,1	0,17
13	14	15		Interacum.s erp.			0,0531			0,012		
14	16	17		Interacum.s erp.			0			-0		
12	13	14		VC	K=0,5	0,02	0,0531	15	16,1	0,002		0,26
15	15	18		VE	K=2,5		0,0531	15	16,1	0,009		0,26

16	18	19		VC	K=0,5	0,02	0,0531	15	16,1	0,002		0,26
17	19	20	0,21	Tubería	Cobre/0,1	0,049	0,0531	22	20	0,001	4,1	0,17
18	20	21		VC	K=0,5	0,02	0,0531	15	16,1	0,002		0,26
19	21	22		Bomba circ.			0,0531			-0,5		
20	22	23	0,18	Tubería	Cobre/0,1	0,049	0,0531	22	20	0,001	4,1	0,17
21	23	24	0,21	Tubería	Cobre/0,1	0,049	0,0531	22	20	0,001	4,1	0,17
22	24	25	0,25	Tubería	Cobre/0,1	0,049	0,0531	22	20	0,001	4,1	0,17
23	25	26	0,25	Tubería	Cobre/0,1	0,049	0,0531	22	20	0,001	4,1	0,17
24	7	6	6	Tubería	Cobre/0,1	0,049	0,0531	22	20	0,025	4,1	0,17
25	26	4	6	Tubería	Cobre/0,1	0,049	0,0531	22	20	0,025	4,1	0,17

Nudo	Cota (m)	H (mca)	Presión (mca)
1	7,41	14,564	7,155*
2	6	14,578	8,578
3	6	14,972	8,972
4	6	14,973	8,973
5	6	14,562	8,562
6	6	14,561	8,561
7	0	14,536	14,536
8	0	14,535	14,535
9	0	14,531	14,531
10	0	14,533	14,533
11	0	14,533	14,533
12	0	14,529	14,529
13	0	14,528	14,528
14	0,77	14,527	13,757
15	0,29	14,515	14,225
16	0,29	15,29	15
17	1,51	15,29	13,78
18	0	14,506	14,506
19	0	14,504	14,504
20	0	14,503	14,503
21	0	14,502	14,502
22	0	15,002	15,002
23	0	15,001	15,001
24	0	15	15
25	0	14,999	14,999
26	0	14,998	14,998

NOTA:

- * Rama de mayor velocidad o nudo de menor presión.

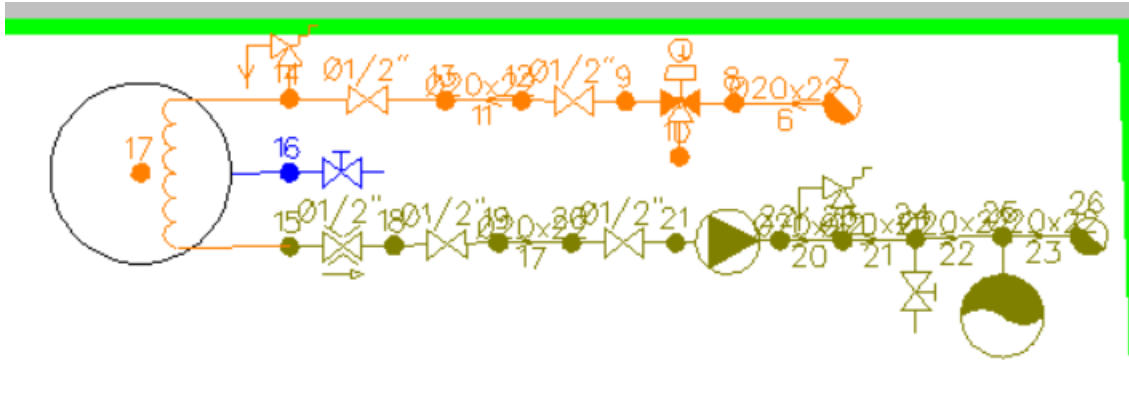


Figura 4.31. Esquema de acumulación, ramas y nudos

Resultados Componentes

Captadores / Batería Captadores Solares

Nudo Orig.	Nudo Dest.	Qdiseño (l/s)	Qpaso (l/s)	Relación Qpaso/Qdiseño (%)
1	2	0,0531	0,0531	100

Cálculos Complementarios

BOMBA/CIRCULADOR.

$$P = (9,81 \times Q \times h) / (\eta / 100)$$

Siendo:

P = Potencia de la bomba/circulador (W).

Q = Caudal de trasiego (l/s).

h = Energía que proporciona la bomba/circulador (mca).

η = Rendimiento de la bomba/circulador (%).

A continuación, se presentan los resultados obtenidos:

Rama	Q(l/s)	h(mca)	η (%)	P(W)
19	0,0531	0,5	65	0,4

VASO DE EXPANSIÓN.

$$C_p = P_{max} / (P_{max} - P_{min})$$

$$P_{min} = P_{llenado} + 1$$

$$P_{max1} = 0,9 \times P_{vs} + 1; P_{max2} = P_{vs} + 0,65$$

$$P_{max} = \text{Menor}(P_{max1}, P_{max2})$$

$$V_u = V \times C_e + V_{res} + V_{vap}$$

$$V_t = V_u \times C_p$$

Siendo:

$P_{llenado}$ = Presión en la llave de llenado (bar).

P_{vs} = Presión en la válvula de seguridad (bar).

- P_{min} = Presión absoluta mínima (bar).
- P_{max} = Presión absoluta máxima (bar).
- C_p = Coeficiente de presión (adimensional).
- C_e = Coeficiente de expansión térmica (adimensional).
- V = Volumen total de agua en la instalación (l).
- V_{res} = Volumen de reserva (l).
- V_{vap} = Volumen de vaporización (l).
- V_u = Volumen útil del vaso de expansión (l).
- V_t = Volumen total del vaso de expansión (l).

A continuación, se presentan los resultados obtenidos:

Nudo	P_{vs} (bar)	Pllenado (bar)	C_e	V (l)	V_{res} (l)	V_{vap} (l)	V_u (l)	C_p	V_{tc} (l)	V_t (l)
25	5	1,5	0,068	11,52	3	2,244	6,03	1,8333	11,05	12

4.3. Cálculo de suelo radiante

De la misma manera, ahora se accederá al módulo de Suelo Radiante, donde se creará este sistema de la manera que se adjunta en la imagen 4.32.

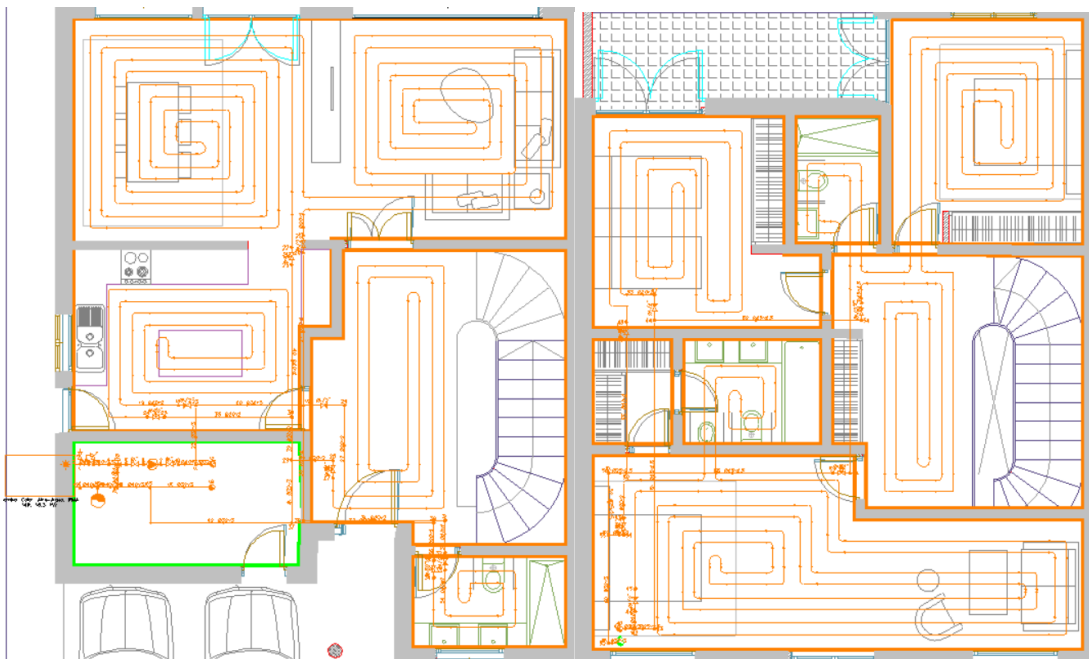


Figura 4.32. Suelo Radiante

- **Fórmulas Generales**

Se emplean las siguientes:

$$H = Z + (P/\gamma); \gamma = \rho \times g; H_1 = H_2 + h_f$$

Siendo:

H = Altura piezométrica, energía por unidad de peso (mca).

z = Cota (m).

P/γ = Altura de presión (mca).

γ = Peso específico fluido.

ρ = Densidad fluido (kg/m³).

g = Aceleración gravedad. 9,81 m/s².

h_f = Pérdidas de altura piezométrica, energía por unidad de peso (mca).

a) Tuberías y válvulas.

$$H_i - H_j = h_{ij} = r_{ij} \times Q_{ij}^n + m_{ij} \times Q_{ij}^2$$

Darcy - Weisbach:

$$r_{ij} = 10^9 \times 8 \times f \times L \times r / (p^2 \times g \times D^5 \times 1000); n = 2$$

$$m_{ij} = 10^6 \times 8 \times k \times r / (p^2 \times g \times D^4 \times 1000)$$

$$Re = 4 \times Q / (p \times D \times n)$$

$$f = 0.25 / [\lg_{10}(e / (3.7 \times D) + 5.74 / Re^{0.9})]^2$$

Hazen - Williams:

$$r_{ij} = 12,171 \times 10^9 \times L / (C^{1,852} \times D^{4,871}); n = 1,852$$

$$m_{ij} = 10^6 \times 8 \times k / (p^2 \times g \times D^4)$$

b) Bombas-Grupos de presión.

$$h_{ij} = -\omega^2 \times (h_0 - r_b \times (Q/\omega)^{n_b})$$

Siendo:

f = Factor de fricción en tuberías (adimensional).

L = Longitud equivalente de tubería (m).

D = Diámetro de tubería o válvula (mm).

Q = Caudal (l/s).

ε = Rugosidad absoluta tubería (mm).

Re = Número de Reynolds (adimensional).

ν = Viscosidad cinemática del fluido (m²/s).

k = Coeficiente de pérdidas en válvula (adimensional).

ω = Coeficiente de velocidad en bombas (adimensional).

h₀ = Altura bomba a caudal cero (mca).

r_b = Coeficiente en bombas.

n_b = Exponente caudal en bombas.

c) Cálculos Térmicos

Caudal demandado por unidades terminales

$$Q = P / (4186 \times St)$$

Siendo:

Q = Caudal (l/s).

P = Potencia calorífica (calor) o potencia frigorífica total (frío) (W).

St = Salto térmico ($t_e - t_s$) (°C).

t_e = t^a de entrada a la unidad terminal (°C).

t_s = t^a de salida de la unidad terminal (°C).

Suelo Radiante

$$DT_{sa} = P / (S \times h) ; \quad t_s = DT_{sa} + t_a ; \quad DT_{mas} = P \times R_{se} / S$$

$$t_{ma} = DT_{mas} + t_s ; \quad t_{ia} = t_{ma} + St / 2$$

Siendo:

P = Potencia calorífica correspondiente (W).

S = Superficie solera emisora (m²).

h = Coeficiente de convección (W/m²°C).

DT_{sa} = Diferencia temperatura entre pavimento y ambiente (°C).

t_s = t^a media superficial pavimento (°C).

t_a = t^a ambiente (°C).

DT_{mas} = Diferencia temperatura entre agua, tuberías emisoras y pavimento (°C).

R_{se} = Resistencia térmica solera emisora (m²°C/W).

t_{ma} = t^a media del agua (°C).

t_{ia} = t^a impulsión del agua (°C).

- **Red**

- **Datos Generales Instalación**

Cálculo por: Darcy - Weisbach

Densidad del fluido: 1000 kg/m³

Viscosidad cinemática del fluido: 0.0000011 m²/s

Pérdidas secundarias: 10 %

Velocidad máxima: 2 m/s

T^a entrada Unidad Terminal (°C):

- Radiadores (sistema bitubo): 45

- Radiadores (sistema monotubo, primer radiador): 75

- Fancoils (frío): 7

- Fancoils (calor): 45

Salto térmico (°C):

- Radiadores (sistema bitubo): 10

- Radiadores (sistema monotubo, salto térmico total en serie): 10

- Fancoils (frío): 5

- Fancoils (calor): 10

- Suelo radiante: 5

Coeficiente convección $h(W/m^2C)$: 11

- Resultados Ramas y Nudos

Línea	Nudo Orig.	Nudo Dest.	L.real (m)	Función tramo	Mat./Rug.(mm)/K	f	Q (l/s)	Dn (mm)	Dint (mm)	hf (mca)	hu (mmca/m)	V (m/s)
3	4	7		V3V	K=0,5	0,02	0,5851	25	27,3	0,027		1
4	5	7		V3V	K=0,5	0,02	-0,5851	25	27,3	0,027		1*
5	6	7		V3V	K=0,5	0,02	0	25	16,1	1,992		0
3	3	4	0,27	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,032	0,5851	40	33	0,007	25,3	0,68
7	5	8		VC	K=0,5	0,02	0,5851	25	27,3	0,027		1
8	8	9		Bomba circ.			0,5851			-7,4		
9	9	10		VC	K=0,5	0,02	0,5851	25	27,3	0,027		1
10	10	11	0,3	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,032	0,5851	40	33	0,008	25,3	0,68
13	13	14	0,34	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,032	-0,5851	40	33	0,009	25,3	0,68
14	14	15	0,57	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,032	-0,5851	40	33	0,014	25,3	0,68
15	15	16	1,06	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,036	-0,2675	32	26	0,021	19,6	0,5
11	11	12	0,29	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,036	0,2675	32	26	0,006	19,6	0,5
1	1	2		Gen.agua cal.			-0,5851			1,935		
12	2	13	0,31	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,032	-0,5851	40	33	0,008	25,3	0,68
2	1	3	0,23	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,032	0,5851	40	33	0,006	25,3	0,68
23	11	23	1,02	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,035	0,3175	32	26	0,027	26,9	0,6
18	23	18		DET/VRQ	K=5		0,105	15	16,1	3,73		0,52
19	18	24	31,61	Suelo Rad.	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,042	0,105	20	16	1,256	39,7	0,52
20	23	19	1,86	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,037	0,2126	32	26	0,024	12,9	0,4
21	19	20	2,64	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,042	0,105	20	16	0,105	39,7	0,52
22	20	21		DET/VRQ	K=5		0,105	15	16,1	0,136		0,52
23	21	22	118,42	Suelo Rad.	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,042	0,105	20	16	4,704	39,7	0,52
24	22	23		VRG	K=5	0,02	0,105	15	16,1	0,068		0,52
25	24	25		VRG	K=5	0,02	0,105	15	16,1	0,068		0,52
26	19	26		DET/VRQ	K=5		0,0651	15	16,1	4,588		0,32
27	26	27	31,17	Suelo Rad.	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,045	0,0651	20	16	0,521	16,7	0,32
28	27	28		VRG	K=5	0,02	0,0651	15	16,1	0,026		0,32
29	28	29	0,71	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,045	0,0651	20	16	0,012	16,7	0,32
30	19	30	1,99	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,037	0,0425	20	16	0,012	5,8	0,21
31	30	31	2,45	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,037	0,0425	20	16	0,014	5,8	0,21
32	31	32	0,56	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,037	0,0425	20	16	0,003	5,8	0,21
33	32	33		DET/VRQ	K=5		0,0425	15	16,1	5,065		0,21
34	33	34	7,99	Suelo Rad.	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,037	0,0425	20	16	0,047	5,8	0,21
35	34	35		VRG	K=5	0,02	0,0425	15	16,1	0,011		0,21

36	35	36	0,65	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,037	0,0425	20	16	0,004	5,8	0,21
37	36	37	2,45	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,037	0,0425	20	16	0,014	5,8	0,21
38	25	38	2,2	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,042	0,105	20	16	0,087	39,7	0,52
39	38	29	0,75	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,042	0,105	20	16	0,03	39,7	0,52
40	23	29	3,38	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,042	0,105	20	16	0,134	39,7	0,52
41	29	37	1,08	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,036	0,275	32	26	0,022	20,6	0,52
42	37	15	3,06	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,035	0,3175	32	26	0,082	26,9	0,6
76	14	6	0,25	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1		0	20	16	0	0	0
44	12	40	3	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,036	0,2675	32	26	0,059	19,6	0,5
45	16	41	3	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,036	0,2675	32	26	0,059	19,6	0,5
46	40	42	0,27	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,036	0,2675	32	26	0,005	19,6	0,5
47	42	43	0,34	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,038	0,1906	25	20	0,013	38,9	0,61
48	42	44	0,3	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,044	0,0769	20	16	0,007	22,6	0,38
49	44	45		DET/VRQ	K=5		0,0769	15	16,1	3,097		0,38
51	43	46	5,36	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,038	0,1906	25	20	0,209	38,9	0,61
52	46	47		DET/VRQ	K=5		0,0398	15	16,1	4,661		0,2
53	47	48	33,08	Suelo Rad.	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,034	0,0398	20	16	0,156	4,7	0,2
54	48	49		VRG	K=5	0,02	0,0398	15	16,1	0,01		0,2
55	49	50	2,32	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,034	0,0398	20	16	0,011	4,7	0,2
56	50	51	0,31	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,038	0,1906	25	20	0,012	38,9	0,61
50	45	53	87,16	Suelo Rad.	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,044	0,0769	20	16	1,967	22,6	0,38
58	53	54		VRG	K=5	0,02	0,0769	15	16,1	0,037		0,38
59	54	55	0,26	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,044	0,0769	20	16	0,006	22,6	0,38
59	51	55	1,08	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,038	0,1906	25	20	0,042	38,9	0,61
60	55	52	1,88	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,036	0,2675	32	26	0,037	19,6	0,5
61	52	41	0,2	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,036	0,2675	32	26	0,004	19,6	0,5
62	46	56	3,59	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,039	0,1508	25	20	0,091	25,3	0,48
63	56	57		DET/VRQ	K=5		0,1508	15	16,1	2,554		0,74
64	57	58	77,48	Suelo Rad.	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,039	0,1508	25	20	1,961	25,3	0,48
65	58	59		VRG	K=5	0,02	0,1508	15	16,1	0,141		0,74
66	59	50	3,58	Tubería	Mult.Pol/Al/PE-X/0,1	0,039	0,1508	25	20	0,091	25,3	0,48

Nudo	Cota (m)	H (mca)	Presión (mca)
3	0	14,994	14,994
4	0	14,987	14,987
5	0	14,932	14,932
6	0	16,952	16,952



7	0	14,96	14,96
8	0	14,905	14,905
9	0	22,305	22,305
10	0	22,277	22,277
11	0	22,27	22,27
13	0	16,943	16,943
14	0	16,952	16,952
15	0	16,966	16,966
16	0	16,987	16,987
12	0	22,264	22,264
1	0	15	15
2	0	16,935	16,935
23	0	22,242	22,242
18	0	18,512	18,512
19	0	22,218	22,218
20	0	22,114	22,114
21	0	21,978	21,978
22	0	17,273	17,273
23	0	17,205	17,205
24	0	17,256	17,256
25	0	17,188	17,188
26	0	17,63	17,63
27	0	17,109	17,109
28	0	17,083	17,083
29	0	17,071	17,071
30	0	22,207	22,207
31	0	22,192	22,192
32	0	22,189	22,189
33	0	17,125	17,125
34	0	17,078	17,078
35	0	17,067	17,067
36	0	17,063	17,063
37	0	17,049	17,049
38	0	17,101	17,101
40	3	22,205	19,205
41	3	17,046	14,046*
42	3	22,2	19,2
43	3	22,187	19,187
44	3	22,193	19,193
45	3	19,096	16,096
46	3	21,978	18,978
47	3	17,317	14,317
48	3	17,161	14,161
49	3	17,152	14,152
50	3	17,141	14,141
51	3	17,129	14,129
52	3	17,05	14,05
53	3	17,129	14,129
54	3	17,092	14,092
55	3	17,087	14,087
56	3	21,887	18,887

57	3	19,333	16,333
58	3	17,372	14,372
59	3	17,231	14,231

NOTA:

- * Rama de mayor velocidad o nudo de menor presión.

- Resultados Unidades Terminales

Suelo Radiante

Nudo Orig.	Local	Pot. Cal. Loc. (W)	Sup. Loc. (m ²)	P/S (W/m ²)	T ^a sup. Loc. (°C)	T ^a imp. (°C)	Tipo	Paso (mm)	Material Tubería	Denom. (mm)	Q dem. (l/s)	P. Det/ VEA (mca)	Q Det/ VEA (l/s)
18	Salón comedor Vivienda	2.197	23,5	93,48	29,5	44,34	Espiral	200	Mult. Pol/Al/PE-X	20x2	0,105	3,73	0,105
21	Salón comedor Vivienda	2.197	23,5	93,48	29,5	44,34	Espiral	200	Mult. Pol/Al/PE-X	20x2	0,105	0,136	0,105
26	Vestíbulo	1.363	13,09	104,11	30,46	46,71	Espiral	200	Mult. Pol/Al/PE-X	20x2	0,0651	4,588	0,0651
33	Aseo Vivienda PB	890	4,39	202,66	39,42	54,49*	Espiral	200	Mult. Pol/Al/PE-X	20x2	0,0425	5,065	0,0425
47	Dormitorio Vivienda 2	833	13,42	62,1	26,65	37,34	Espiral	200	Mult. Pol/Al/PE-X	20x2	0,0398	4,661	0,0398
45	Dormitorio Vivienda Familiar	1.610	29,51	54,56	25,96	35,07	Espiral	200	Mult. Pol/Al/PE-X	20x2	0,0769	3,097	0,0769
57	Pasillo	3.156	28,47	110,85	31,08	47,27	Espiral	200	Mult. Pol/Al/PE-X	25x2.5	0,1508	2,554	0,1508

* Temperatura de impulsión para todos los tubos emisores alimentados por el mismo generador de agua caliente.

- Resultados Generadores

Bombas de calor

Nudo Orig.	Nudo Dest.	Condens.	Fabricante	Serie	Modelo	Pot. Frig. (kW)	Cons. Frig. (kW)	Pot. Cal. (kW)	Cons. Cal. (kW)	EER	COP
1	2	Aire-Agua	FERROLI	RMA	14R	15,1	6,57	18,3	6,5	2,3	2,82

- Cálculos Complementarios

BOMBA/CIRCULADOR.

$$P = (9,81 \times Q \times h) / (\eta / 100)$$

Siendo:

P = Potencia de la bomba/circulador (W).

Q = Caudal de trasiego (l/s).

h = Energía que proporciona la bomba/circulador (mca).

η = Rendimiento de la bomba/circulador (%).

A continuación, se presentan los resultados obtenidos:

Rama	Q(l/s)	h(mca)	h(%)	P(W)
8	0,5851	7,4	65	65,34

VASO DE EXPANSIÓN.

$$C_p = P_{\max} / (P_{\max} - P_{\min})$$

$$P_{\min} = P_{\text{llenado}} + 1$$

$$P_{\max 1} = 0,9 \times P_{vs} + 1 ; P_{\max 2} = P_{vs} + 0,65$$

$$P_{\max} = \text{Menor}(P_{\max 1}, P_{\max 2})$$

$$V_u = V \times C_e$$

$$V_t = V_u \times C_p$$

Siendo:

P_{llenado} = Presión en la llave de llenado (bar).

P_{vs} = Presión en la válvula de seguridad (bar).

P_{\min} = Presión absoluta mínima (bar).

P_{\max} = Presión absoluta máxima (bar).

C_p = Coeficiente de presión (adimensional).

C_e = Coeficiente de expansión térmica (adimensional).

V = Volumen total de agua en la instalación (l).

V_u = Volumen útil del vaso de expansión (l).

V_t = Volumen total del vaso de expansión (l).

A continuación, se presentan los resultados obtenidos:

Nudo	t (°C)	Pvs (bar)	Pllenado (bar)	Cp	Ce	V (l)	Vu (l)	Vtc (l)	Vt (l)
13	54,49	3	1,5	3,1739	0,0124	106	1,32	4,18	12

4.4. Cálculo fontanería

En este último apartado se procede a realizar los cálculos de fontanería que nos ha proporcionado el programa. Se verán las fórmulas generales empleadas, datos generales que se han tomado para realizar los cálculos en cada tramo de tubería y los cálculos complementarios.

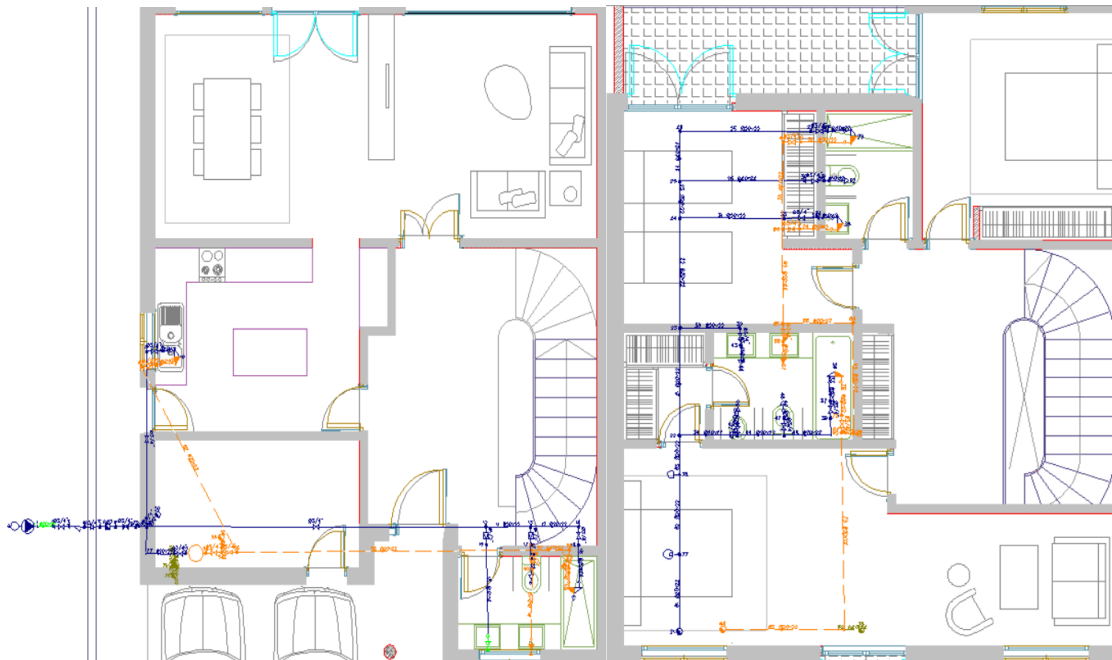


Figura 4.33. Fontanería

• **Fórmulas Generales**

Emplearemos las siguientes:

$$H = Z + (P/\gamma); \gamma = \rho \times g; H_1 = H_2 + h_f$$

Siendo:

H = Altura piezométrica (mca).

z = Cota (m).

P/γ = Altura de presión (mca).

γ = Peso específico fluido.

ρ = Densidad fluido (kg/m³).

g = Aceleración gravedad. 9,81 m/s².

h_f = Pérdidas de altura piezométrica, energía (mca).

Tuberías y válvulas.

$$h_f = [(10^9 \times 8 \times f \times L \times \rho) / (\pi^2 \times g \times D^5 \times 1.000)] \times Q_s^2$$

$$f = 0,25 / [lg_{10}(\varepsilon / (3,7 \times D) + 5,74 / Re^{0,9})]^2$$

$$Re = 4 \times Q / (\pi \times D \times v)$$

Siendo:

f = Factor de fricción en tuberías (adimensional).

L = Longitud equivalente de tubería o válvula (m).

D = Diámetro de tubería (mm).

Q_s = Caudal simultáneo o de paso (l/s).

ε = Rugosidad absoluta tubería (mm).

Re = Número de Reynolds (adimensional).

ν = Viscosidad cinemática del fluido (m^2/s).

ρ = Densidad fluido (kg/m^3).

Contadores.

$$h_{f_c} = 10 \times [(Q_s / 2 \times Q_n)^2]$$

Siendo:

Q_s = Caudal simultáneo o de paso (l/s).

Q_n = Caudal nominal del contador (l/s).

Caudal Simultáneo " Q_s ". Método General.

- Por aparatos o grifos:

$$Q_s = Q_i \times K_{ap}$$

$$K_{ap} = [1/\sqrt{(n - 1)}] \times (1 + K(\%)/100)$$

$$K_{ap} = [1/\sqrt{(n - 1)}] + \alpha \times [0,035 + 0,035 \times \lg_{10}(\lg_{10}n)]$$

- Por suministros o viviendas tipo:

$$Q_s = Q_{iv} \times K_{ap} \times N_v \times K_v$$

$$K_v = (19 + N_v) / (10 \times (N_v + 1))$$

Siendo:

Q_i = Caudal instalado en el tramo (l/s).

Q_{iv} = Caudal instalado en el suministro o vivienda (l/s).

K_{ap} = Coeficiente de simultaneidad.

n = Número de aparatos o grifos.

N_v = Número de viviendas tipo.

$K(\%)$ = Coeficiente mayoración.

$\alpha = 0$; Fórmula francesa.

$\alpha = 1$; Edificios de oficinas.

$\alpha = 2$; Viviendas.

$\alpha = 3$; Hoteles, hospitales.

$\alpha = 4$; Escuelas, universidades, cuarteles.

Caudal Simultáneo " Q_s ". Método UNE 149201.

- Edificios de Viviendas:

Para $Q_i > 20$ l/s, $Q_s = (1,7 \times Q_i^{0,21}) - 0,7$ (l/s)

Para $Q_i \leq 20$ l/s, depende de los caudales instantáneos mínimos:

Si todos $Q_{ap} < 0,5$ l/s, $Q_S = (0,682 \times Q_i^{0,45}) - 0,14$ (l/s)

Si algún $Q_{ap} \geq 0,5$ l/s:

$Q_i \leq 1$ l/s, $Q_S = Q_i$ (No existe simultaneidad)

$Q_i > 1$ l/s, $Q_S = (1,7 \times Q_i^{0,21}) - 0,7$ (l/s)

Siendo:

Q_i = Caudal instalado en el tramo (l/s).

Q_{ap} = Caudal instantáneo mínimo para cada tipo de aparato (l/s).

Datos Generales

Agua fría.

Densidad: 1.000 Kg/m³

Viscosidad cinemática: 0,0000011 (m²/s).

Agua caliente.

Densidad: 1.000 Kg/m³

Viscosidad cinemática: 0,00000066 (m²/s).

Pérdidas secundarias: 20%.

Presión dinámica mínima (mca):

Grifos: 10; Fluxores: 15

Presión dinámica máxima (mca):

Grifos: 50; Fluxores: 50

Velocidad máxima (m/s):

Tuberías metálicas: 2

Tuberías plásticas: 2

Acometida metálica: 2

Acometida plástica: 2

Tubo alimentación metálico: 2

Tubo alimentación plástico: 2

Distribuidor principal metálico: 2

Distribuidor principal plástico: 2

Montantes metálicos: 2

Montantes plásticos: 2

Derivación particular metálica: 2

Derivación particular plástica: 2

Derivación aparato metálica: 2

Derivación aparato plástica: 2

A continuación, se presentan los resultados obtenidos para las distintas ramas y nudos:

Línea	Nudo Orig.	Nudo Dest.	Lreal(m)	Func.Tramo	Material/Rugosidad (mm)	Nat.agua/f	Qi(l/s)	Qs(l/s)	Dn(mm)	Dint(mm)	hf(mca)	V(m/s)
1	1	2	0,31	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,0266	1,61	0,4648	22	20	0,055	1,48*
2	2	3		LLP		F	1,61	0,4648	20	21,7	0,208	
3	3	4		Filtro			1,61	0,4648			0,02	
4	4	5		VRT		F	1,61	0,4648	20	21,7	0,277	
7	7	8		LLP		F	0,1	0,1	20	21,7	0,014	
8	8	9		LLP		F	0,1	0,1	20	21,7	0,014	
9	9	10	0,18	Deriv.aparato	Cu/0,02	F/0,0332	0,1	0,1	12	10	0,059	1,27
10	7	12		LLP		F	0,45	0,45	20	21,7	0,196	
12	13	14	0,92	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,0289	0,3	0,3	22	20	0,074	0,95
14	12	15		VRP		F	0,05	0,05	15	16,1		
15	15	16	1,57	Deriv.aparato	Cu/0,02	F/0,0388	0,05	0,05	12	10	0,151	0,64
16	13	17		VRP		F	0,1	0,1	15	16,1		
17	17	18	0,42	Deriv.aparato	Cu/0,02	F/0,0332	0,1	0,1	12	10	0,138	1,27
17	14	18		LLP		F	0,3	0,3	20	21,7	0,094	
18	18	19	0,65	Deriv.aparato	Cu/0,02	F/0,0289	0,3	0,3	22	20	0,052	0,95
5	5	6		Contador		F	1,61	0,4648		20	1,12	
19	7	20		LLP		F	1	0,4082	20	21,7	0,164	
21	22	23	1,87	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,0291	0,5	0,2887	22	20	0,141	0,92
22	23	24	1,91	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,0286	0,45	0,3182	22	20	0,171	1,01
23	24	25	0,64	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,0274	0,4	0,4	22	20	0,087	1,27
24	25	26	0,87	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,0289	0,3	0,3	22	20	0,07	0,95
25	26	27	2,28	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,0289	0,3	0,3	22	20	0,184	0,95
26	27	28		LLP		F	0,3	0,3	20	21,7	0,094	
27	28	29	0,32	Deriv.aparato	Cu/0,02	F/0,0289	0,3	0,3	22	20	0,025	0,95
28	25	30	2,18	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,0376	0,1	0,1	22	20	0,025	0,32
29	30	31		LLP		F	0,1	0,1	20	21,7	0,014	
30	31	32	0,25	Deriv.aparato	Cu/0,02	F/0,0332	0,1	0,1	12	10	0,082	1,27
31	24	33	1,81	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,046	0,05	0,05	22	20	0,006	0,16
32	33	34		LLP		F	0,05	0,05	20	21,7	0,004	
33	34	35	0,25	Deriv.aparato	Cu/0,02	F/0,0388	0,05	0,05	12	10	0,024	0,64
34	22		1,01	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,028	0,5	0,3536	22	20	0,11	1,13
35	20	21	3	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,0272	1	0,4082	22	20	0,422	1,3
36	36	37		LLP		F	0,3	0,3	20	21,7	0,094	
37	37	38	0,34	Deriv.aparato	Cu/0,02	F/0,0289	0,3	0,3	22	20	0,027	0,95
11	12	13	0,87	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,0274	0,4	0,4	22	20	0,118	1,27
38	23	39	1,04	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,046	0,05	0,05	22	20	0,004	0,16
42	39	43		LLP		F	0,05	0,05	20	21,7	0,004	
43	43	44	0,15	Deriv.aparato	Cu/0,02	F/0,0388	0,05	0,05	12	10	0,015	0,64
44			0,81	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,0274	0,4	0,4	22	20	0,11	1,27
45		36	1,11	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,0289	0,3	0,3	22	20	0,089	0,95
46		47		LLP		F	0,1	0,1	20	21,7	0,014	
47	47	48	0,13	Deriv.aparato	Cu/0,02	F/0,0332	0,1	0,1	12	10	0,043	1,27
48		49		LLP		F	0,1	0,1	20	21,7	0,014	
49	49	50	0,12	Deriv.aparato	Cu/0,02	F/0,0332	0,1	0,1	12	10	0,04	1,27
51	52	52		LLP		F	0,755	0,5606	20	21,7	0,292	
53	53	54		LLP		C	0,755	0,5606	20	21,7	0,27	
54	54	55	0,26	Deriv.particular	Cu/0,02	C/0,0269	0,46	0,2656	22	20	0,015	0,85
55	54	56		LLP		C	0,295	0,295	20	21,7	0,083	
56	56	57	5,71	Deriv.particular	Cu/0,02	C/0,0276	0,23	0,23	22	20	0,258	0,73
57	57	58	0,73	Deriv.particular	Cu/0,02	C/0,0283	0,2	0,2	22	20	0,026	0,64
58	58	59		VRP		C	0,2	0,2	15	16,1		
59	59	19	2,71	Deriv.aparato	Cu/0,02	C/0,0283	0,2	0,2	22	20	0,095	0,64
60	57	60		VRP		C	0,03	0,03	15	16,1		
61	60	61	2,96	Deriv.aparato	Cu/0,02	C/0,0388	0,03	0,03	12	10	0,102	0,38
62	56	62	3,68	Deriv.particular	Cu/0,02	C/0,0368	0,065	0,065	22	20	0,018	0,21

63	62	63		VRP		C	0,065	0,065	15	16,1		
64	63	10	2,71	Deriv.aparato	Cu/0,02	C/0,0327	0,065	0,065	12	10	0,372	0,83
65	55	64	0,3	Deriv.particular	Cu/0,02	C/0,0269	0,46	0,2656	22	20	0,018	0,85
63	64		2,11	Deriv.particular	Cu/0,02	C/0,0269	0,46	0,2656	22	20	0,124	0,85
64	62	63	0,2	Deriv.particular	Cu/0,02	C/0,0288	0,26	0,1838	22	20	0,006	0,59
65	63	64	1,93	Deriv.particular	Cu/0,02	C/0,0288	0,26	0,1838	22	20	0,058	0,59
66	64	65	1,22	Deriv.particular	Cu/0,02	C/0,0288	0,26	0,1838	22	20	0,037	0,59
67	65	66		LLP		C	0,03	0,03	20	21,7	0,002	
68	66	67	0,21	Deriv.aparato	Cu/0,02	C/0,0388	0,03	0,03	12	10	0,007	0,38
69	65	68	1,64	Deriv.particular	Cu/0,02	C/0,0276	0,23	0,23	22	20	0,074	0,73
70	68	69	1,51	Deriv.particular	Cu/0,02	C/0,0283	0,2	0,2	22	20	0,053	0,64
71	69	70		LLP		C	0,2	0,2	20	21,7	0,041	
72	70	29	0,78	Deriv.aparato	Cu/0,02	C/0,0283	0,2	0,2	22	20	0,028	0,64
73	68	71		LLP		C	0,03	0,03	20	21,7	0,002	
74	71	35	0,56	Deriv.aparato	Cu/0,02	C/0,0388	0,03	0,03	12	10	0,02	0,38
75	62	72		LLP		C	0,2	0,2	20	21,7	0,041	
76	72	38	0,59	Deriv.aparato	Cu/0,02	C/0,0283	0,2	0,2	22	20	0,021	0,64
77	7	52	1	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,0288	0,755	0,3082	22	20	0,084	0,98
76	7	73	0,21	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,0266	1,61	0,4648	22	20	0,037	1,48
77	73	6		LLPGV		F	1,61	0,4648	20	21,7	0,277	
79		62	3,42	Deriv.particular	Cu/0,02	C/0,0269	0,46	0,2656	22	20	0,201	0,85
81	21	77	1,34	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,0272	1	0,4082	22	20	0,189	1,3
82	77	78	1,39	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,0272	1	0,4082	22	20	0,196	1,3
83	78	22	0,68	Deriv.particular	Cu/0,02	F/0,0272	1	0,4082	22	20	0,096	1,3
82		78	0,3	Deriv.particular	Cu/0,02	R			22	20		
83	78	78	3	Deriv.particular	Cu/0,02	R			22	20		
83	52	79	0,2	Deriv.particular	Cu/0,02	R			22	20		
84	79	78	0,17	Deriv.particular	Cu/0,02	R			22	20		
84	52	53		CALAC			0,755	0,5606			0,5	

Nudo	Aparato	Cota sobre planta(m)	Cota total (m)	H(mca)	Pdinám. (mca)	Caudal fría(l/s)	Caudal caliente(l/s)
1	CRED+GB	0	0	54	54	0	
2		0	0	53,94	53,94	0	
3		0	0	53,74	53,74	0	
4		0	0	53,72	53,72	0	
5		0	0	53,44	53,44	0	
7		0	0	52,01	52,01	0	
8		0	0	51,99	51,99	0	
9		0	0	51,98	51,98	0	
10	Lavabo	0	0	37,33	37,33	0,1	0,065
12		0	0	51,81	51,81	0	
13		0	0	51,69	51,69	0	
14		0	0	51,62	51,62	0	
15		0	0	35	35	0	
16	Lavamanos	0	0	34,85	34,85*	0,05	
17		0	0	35	35	0	
18	Inodoro cisterna	0	0	34,86	34,86	0,1	
18		0	0	51,52	51,52	0	
19	Bañera > 1.40 m	0	0	37,6	37,6	0,3	0,2
6		0	0	52,32	52,32	0	
20		0	0	51,84	51,84	0	
21		0	3	51,42	48,42	0	
22		0	3	50,94	47,94	0	
23		0	3	50,8	47,8	0	
24		0	3	50,63	47,63	0	
25		0	3	50,54	47,54	0	
26		0	3	50,47	47,47	0	
27		0	3	50,29	47,29	0	
28		0	3	50,19	47,19	0	
29	Bañera > 1.40 m	0	3	50,17	47,17	0,3	0,2
30		0	3	50,52	47,52	0	

31		0	3	50,5	47,5	0	
32	Inodoro cisterna	0	3	50,42	47,42	0,1	
33		0	3	50,62	47,62	0	
34		0	3	50,62	47,62	0	
35	Lavamanos	0	3	50,31	47,31	0,05	0,03
		0	3	50,83	47,83	0	
		0	3	50,72	47,72	0	
36		0	3	50,63	47,63	0	
37		0	3	50,54	47,54	0	
38	Bañera > 1.40 m	0	3	50,44	47,44	0,3	0,2
39		0	3	50,79	47,79	0	
43		0	3	50,79	47,79	0	
44	Lavamanos	0	3	50,78	47,78	0,05	
47		0	3	50,71	47,71	0	
48	Inodoro cisterna	0	3	50,66	47,66	0,1	
49		0	3	50,82	47,82	0	
50	Bidet	0	3	50,78	47,78	0,1	
52		0	0	51,92	51,92	0	
52		1,5	1,5	51,63	50,13	0	
53		1,5	1,5	51,13	49,63	0	
54		2,7	2,7	50,86	48,16	0	
55		2,7	2,7	50,84	48,14	0	
56		2,7	2,7	50,78	48,08	0	
57		2,7	2,7	50,52	47,82	0	
58		2,7	2,7	50,49	47,79	0	
59		2,7	2,7	37,7	35	0	
60		2,7	2,7	37,7	35	0	
61	Lavamanos	0	0	37,6	37,6		0,03
62		2,7	2,7	50,76	48,06	0	
63		2,7	2,7	37,7	35	0	
64		0	3	50,83	47,83	0	
		0	3	50,7	47,7	0	
62		0	3	50,5	47,5	0	
63		0	3	50,5	47,5	0	
64		0	3	50,44	47,44	0	
65		0	3	50,4	47,4	0	
66		0	3	50,4	47,4	0	
67	Lavamanos	0	3	50,39	47,39		0,03
68		0	3	50,33	47,33	0	
69		0	3	50,27	47,27	0	
70		0	3	50,23	47,23	0	
71		0	3	50,32	47,32	0	
72		0	3	50,46	47,46	0	
73		0	0	52,04	52,04	0	
77	Purgador	0	3	51,23	48,23	0	
78	Antiarriete	0	3	51,04	48,04	0	
78		0	0			0	
78		0	3			0	
79		0	0			0	

NOTA:

- * Rama de mayor velocidad o nudo de menor presión dinámica.

• **CÁLCULOS COMPLEMENTARIOS.**

GRUPOS DE SOBREELEVACION.

$$V = [k \times 1,25 \times 3.600 \times Q_b \times (P_p + 10,33)] / [4 \times N_c \times N_b \times (P_p - P_a)]$$

$$P = [9,81 \times Q_b \times P_a] / [1.000 \times (h / 100)]$$

Siendo:

- V = Volumen del recipiente a presión (l).
- Q_b = Caudal de bombeo (l/s).
- P_p = presión de paro de la bomba (mca).
- P_a = presión de arranque de la bomba (mca).
- N_c = N° de arranques por hora.
- N_b = N° de bombas en paralelo.
- k = Coeficiente de mayoración según tipo calderín.
- P = Potencia de la bomba (Kw).
- h = Rendimiento de la bomba (%).

A continuación, se presentan los resultados obtenidos:

Nudo	Q_b (l/s)	P_p (mca)	P_a (mca)	N_c	N_b	k	h(%)	V(l)	P(Kw)
1	0,46	49	29	20	2	1	65	38,37	0,2

CALENTADOR ACUMULADOR CENTRALIZADO.

$$P_{br} = (9,81 \times Q_{sr} \times h_{fr}) / 0,65$$

Siendo:

- C = Capacidad del acumulador (l).
- P = Potencia del acumulador (Kcal/h).
- P_{br} = Potencia de la bomba recirculadora (W).
- Q_{sr} = Caudal de retorno (l/s).
- h_{fr} = Pérdidas circuito recirculación (mca).

A continuación, se presentan los resultados obtenidos:

Línea	Nudo Orig.	Nudo Dest.	C(l)	Q_{sr} (l/s)	h_{fr} (mca)	P_{br} (W)
84	52	53	200	0,06	0,03	0,023



5. Presupuestos

Todo proyecto lleva asociados una serie de costes, que van a ser analizados en el presente capítulo con el fin de poder determinar la rentabilidad de la inversión realizada en función de los resultados obtenidos.

En este proyecto no aparecen los costes asociados a los sistemas auxiliares. Se enfatizará en el sistema de energía solar térmica, aerotermia y en el suelo radiante/refrescante. El coste total del proyecto puede desglosarse en:

- **Costes de ejecución**

En este apartado se engloban los datos de ejecución del proyecto, que incluyen los costes del material y los de montaje de la instalación de la energía solar térmica, y del sistema de aerotermia.

- **Costes de realización**

Éstos son los costes tanto directos o indirectos imputables a la realización del proyecto.

Costes directos: constituidos por los costes de personal y los costes materiales directos.

Costes indirectos: en este apartado se engloban costes como la iluminación, los derivados de transporte, consultas, etc.

5.1. Presupuesto de ejecución

Se indicará el coste desglosado del material, con la descripción de los componentes, su precio unitario, y el total final.

El presupuesto que resulta de la instalación proyectada es el siguiente:

INSTALACIÓN DE ACONDICIONAMIENTO TÉRMICO			
Cantidad, componente.			Precios IVA incluido (euros)
Sistema Solar térmico, aerotermia y suelo radiante			
Ctdad.	Componente	Unitario	Total

2	Placa Solar Termicol T20C	493,89	987.78
1	Bomba de calor Aire-A7gua Ferroli RMA 14R	8.981	8.981
1	Interacumulador Ferroli Ecounit F 200 1-C	820,99	820,99
453,44	Tubería multicapa Polietileno reticulado Al-PEX	1,046	472,29
66,53	Tubería del circuito ACS, tubería de cobre	12,78	850,25
1	Bomba recirculación ACS	280,04	280,04
1	Bomba recirculación instalación solar	250,85	250,85
1	Bomba recirculación suelo radiante	204,99	204,99
1	Vaso expansión	30,12	30,12
	Válvulas, detentores, filtros, codos etc.	800	800
OTROS GASTOS			
Ctdad.	Descripción	Unitario	Total
4	Instalador autorizado para montaje de la instalación y modificaciones	100	400
	Seguro de responsabilidad civil, daños a terceros, incendio y robo		240
TOTAL GASTOS:			13330,53

5.2. Presupuesto de realización

5.2.1. Costes directos

5.2.1.1. Costes de personal

Se parte de la suposición de que la elaboración del proyecto ha sido llevada a cabo por un ingeniero bajo la supervisión de un Director de Proyecto.

El coste de personal se va a calcular en función del número de horas empleadas por cada una de las personas citadas, y del coste que la hora de trabajo de cada una de ellas representa para la empresa. El cálculo del coste, que cada hora de trabajo de cada miembro de la plantilla que ha colaborado en la realización del proyecto supone para la empresa, se ha realizado en base a los siguientes puntos:

- Número de horas efectivas de trabajo anuales.
- Sueldo bruto.
- Incentivos.
- Cotizaciones a la Seguridad Social.

La estimación del número de horas efectivas por año se refleja en la tabla 5.1

Tabla 5.1. Estimación de las horas efectivas anuales

AÑO MEDIO.....	365.25 DÍAS
Sábados y Domingos ($365.25 * 2/7$).....	104.36 días
Días efectivos de vacaciones.....	20 días
Días festivos reconocidos.....	15 días
Días perdidos estimados.....	10 días
Total días efectivos estimados por año.....	215.89 días
Horas de trabajo diarias.....	8 horas
Horas efectivas estimadas.....	1727 h/año

En las tablas 5.2 y 5.3 se muestra el cálculo del coste por hora de trabajo para cada miembro de la plantilla de la empresa que ha participado en la elaboración del proyecto.

Tabla 5.2 Coste por hora de trabajo para el director del proyecto

DIRECTOR DEL PROYECTO	
Sueldo bruto + incentivos.....	36.060,73
€.	
Cotización a la Seguridad Social (35 % del sueldo bruto)....	12.621,25
€.	
Coste total anual.....	48.681,98
€	
Coste por hora de trabajo.....	28,19 €/h.

Tabla 5.3. Coste por hora efectiva de trabajo para el ingeniero

INGENIERO	
Sueldo bruto + incentivos.....	27.045,54
€	
Cotización a la Seguridad Social (35 % del sueldo bruto)..	9.465,94
€	
Coste total anual.....	36.511,49
€	
Coste por hora de trabajo.....	21,14 €/h

Los costes de personal estimados resultantes se indican en la tabla 5.4:

Tabla 5.4. Cálculo de los costes de personal.

PERSONAL	HORAS EMPLEADAS	COSTE POR HORA	
Director de proyecto	20	28,19 €	563,8 €

Ingeniero	500	21.14 €	10570 €
Total costes de personal:			11133,8 €

5.2.1.2. Costes materiales directos

Al consistir el proyecto en un estudio teórico, los costes de materiales directos están constituidos por los costes de materiales fungibles y los costes de amortización de los medios informáticos empleados.

Los costes de materiales fungibles incluyen: (tabla 5.5)

Tabla 5.5. Coste de materiales fungibles.

MATERIAL	CANTIDAD	PRECIO
Folios	500	3,25€
Tinta de impresora	1	25,25 €
	TOTAL	28,5 €

Para realizar el cálculo de los costes de amortización de los medios informáticos utilizados, una estimación válida de la vida útil de un ordenador es de cinco años. Se toma por tanto como tiempo de amortización para este material dicha vida útil.

El material informático empleado en la elaboración del proyecto es el siguiente:

- PC HP Pavilion.
- Software empleado: WINDOWS XP, OFFICE XP, DMElect, AutoCad.
- Impresora: HP LASERJET 6L.

Para calcular el coste de amortización del material de los medios informáticos utilizados imputable a la realización del proyecto se estimaron unas tasas horarias de amortización cuyo cálculo se muestra en la tabla 5.6.

Tabla 5.6. Cálculo de la tasa de amortización horaria de los medios informáticos

MATERIAL	PRECIO	AMORTIZACIÓN ANUAL	AMORTIZACIÓN HORARIA

PC AMD	901,52 €	180,3 €/año	0,104 €/h
Software	766,29 €	153,26 €/año	0,089 €/h
Impresora HP 6L	411,69 €	82,34 €/año	0,048 €/h

El coste de materiales directos imputable al equipo informático se calcula en la tabla 5.7 en función del tiempo aproximado de utilización de cada aparato.

Tabla 5.7. Cálculo del coste de materiales directos por informática.

MATERIAL	TIEMPO DE USO (H)	AMORTIZACIÓN HORARIA	
PC HP.	425	0,104 €/h	44.2 €
Software	425	0,089 €/h	37,83 €
Impresora HP 6L	30	0,048 €/h	1,44 €
Coste total de materiales directos			83,47 €

El total de los costes directos se resume en la siguiente tabla 5.8:

Tabla 5.8 - Cálculo de los costes directos del proyecto.

COSTE DE MATERIALES FUNGIBLES.....	28,5 €
COSTE DE PERSONAL.....	11133,8 €
COSTE DE MATERIALES DIRECTOS (INFORMÁTICOS).....	83,47 €
Costes Directos:	11245,77€

5.2.2. Costes indirectos

En este apartado se incluyen los costes que no están relacionados directamente con el Proyecto. Se calcularán de la misma forma que los anteriores, teniendo en cuenta la duración del proyecto y los costes unitarios de cada uno de los servicios. Los resultados se ven en la tabla 5.9.

Tabla 5.9. Costes indirectos del proyecto.

	COSTE TOTAL DEL SERVICIO
Iluminación	60,1 €
Calefacción y climatización	300,82 €
Desplazamientos y consultas	100,5 €
TOTAL	461,42 €

5.4 COSTE TOTAL DE REALIZACIÓN DEL PROYECTO.

Sumando los costes directos e indirectos calculados anteriormente, el coste total del proyecto resulta ser de: (Tabla 5.10).

Tabla 5.10. Coste total del proyecto.

COSTES DIRECTOS.....	11245,77€
COSTES INDIRECTOS.....	461,42 €
COSTE TOTAL DEL PROYECTO.....	11707,19€

Estos resultados se pueden ver en el gráfico de la figura 5.1:

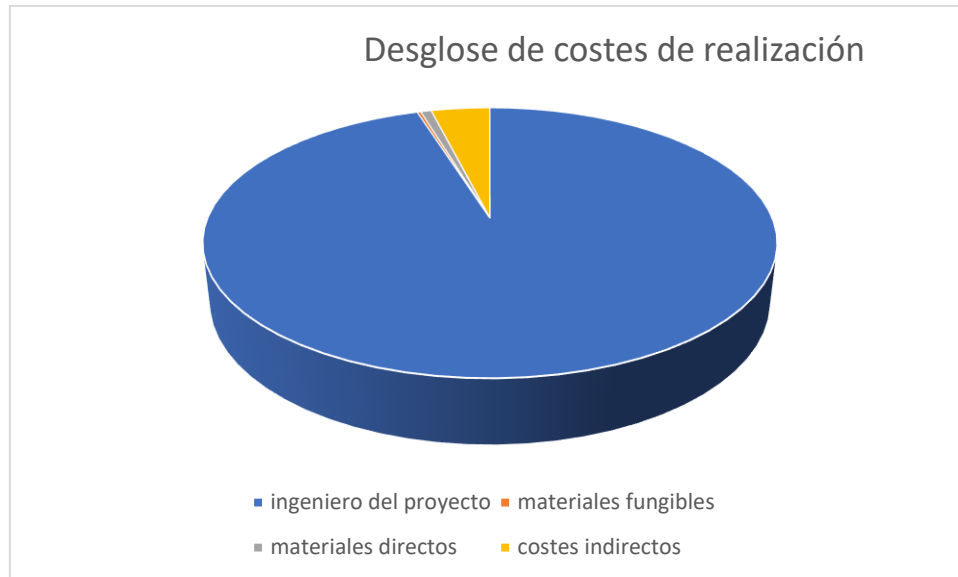


Figura 5.1. Desglose de los costes de realización del proyecto.

5.3. Presupuesto total del proyecto

Como se dijo en las observaciones previas de este bloque, el presupuesto global del proyecto se desglosa en los costes de realización y en los costes de ejecución, por tanto, con los datos obtenidos en este capítulo, el coste total es:

Costes de realización	11707,19 €
<u>Costes de ejecución</u>	<u>13330,53 €</u>
TOTAL costes	25037,72 €

Estos resultados se pueden ver en el gráfico 5.2.



Figura 5.2. Presupuestos totales

6. Conclusiones

En este trabajo se ha realizado una revisión exhaustiva de los fundamentos, aplicaciones, diseño, aspectos ambientales y sociales de la energía solar térmica y de la aerotermia.

La aerotermia y la energía solar térmica son fuentes de energía renovable que pueden utilizarse de manera eficiente en una vivienda para satisfacer las necesidades de calefacción, refrigeración y agua caliente sanitaria (ACS). Ambas tecnologías aprovechan recursos naturales disponibles de manera sostenible.

El uso de la aerotermia y la solar térmica permite reducir significativamente el consumo de energía convencional y, por lo tanto, disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero. Se han empleado estas tecnologías para el desarrollo del proyecto, ya que contribuyen a la eficiencia energética de la vivienda y a la mitigación del cambio climático.

Mediante el programa DMElect, se realizaron los cálculos de las cargas térmicas de la vivienda, considerando factores como el aislamiento, las características de los cerramientos y la climatología local. Estos cálculos son fundamentales para determinar el tamaño y la capacidad de los sistemas de aerotermia y solar térmica necesarios para cubrir las demandas de calefacción, refrigeración y ACS de la vivienda.

Dimensionamiento de sistemas: Gracias al programa DMElect, se pudo dimensionar correctamente los sistemas de aerotermia y solar térmica de acuerdo con las cargas térmicas calculadas. Se determinaron los componentes necesarios, como colectores solares y equipos de aerotermia, para garantizar un funcionamiento óptimo y eficiente de los sistemas.

La utilización de energías renovables en la vivienda puede generar beneficios económicos a largo plazo. Aunque la instalación inicial puede requerir una inversión significativa, ahorros sustanciales pueden obtenerse en las facturas energéticas a lo largo de la vida útil de los sistemas, lo que amortiza la inversión inicial.

Diseño de la vivienda: Además de los cálculos y dimensionamiento de los sistemas de energía renovable, se elaboraron planos de la vivienda mediante AutoCad para una distribución óptima de los espacios y una mejor integración de los sistemas. El diseño adecuado de la vivienda considerando la eficiencia energética y la instalación de paneles solares y sistemas de aerotermia contribuye a maximizar el aprovechamiento de los recursos renovables y mejorar el confort de los ocupantes.



7. Líneas de investigación futura

Aunque la aerotermia es una tecnología que se encuentra en constante evolución y desarrollo, todavía existen aspectos en los que se puede trabajar para mejorar su eficiencia y reducir su impacto ambiental. A continuación, se describen algunas de las líneas de investigación futura más relevantes en el campo de la aerotermia.

1. Mejora de la eficiencia energética

La aerotermia es una tecnología que presenta una alta eficiencia energética en comparación con otros sistemas de calefacción, refrigeración y producción de agua caliente sanitaria. No obstante, todavía existen aspectos en los que se puede trabajar para mejorar su eficiencia y reducir su consumo energético. Algunos de los aspectos en los que se puede trabajar son:

- Optimización del ciclo de refrigeración: El ciclo de refrigeración es uno de los aspectos más importantes de la aerotermia y uno de los que más afecta a su eficiencia energética.
- Desarrollo de nuevos materiales para intercambiadores de calor: Los intercambiadores de calor son componentes clave de los sistemas de aerotermia y su eficiencia energética depende en gran medida de ellos, también es importante reducir su impacto ambiental.
- Optimización del diseño de los sistemas: Se puede trabajar en la optimización del diseño de los sistemas para reducir su consumo energético.

2. Integración con otras tecnologías

La aerotermia se puede integrar con otras tecnologías de energía renovable para maximizar su eficiencia energética y reducir aún más su impacto ambiental. Algunas de las tecnologías con las que se puede integrar la aerotermia son:

- Paneles solares: La energía solar puede utilizarse para alimentar los sistemas de aerotermia y reducir su consumo energético. Por ejemplo, se pueden utilizar paneles solares para alimentar los sistemas de calefacción y producción de agua caliente sanitaria.

3. Adaptación a climas extremos

La aerotermia es una tecnología que puede verse afectada por las condiciones climáticas extremas, como en zonas muy frías o muy calurosas. En estos casos, su eficiencia energética puede verse reducida, lo que puede limitar su uso en algunas zonas geográficas. Por ello, se puede trabajar en la adaptación de la tecnología para hacerla más eficiente en estas condiciones. Algunas de las soluciones que se pueden estudiar son:

- Desarrollo de sistemas de calefacción complementarios: En zonas muy frías, la aerotermia puede no ser suficiente para cubrir las necesidades de calefacción. En estos casos, se puede trabajar en el desarrollo de sistemas de calefacción complementarios que permitan cubrir la demanda energética en momentos de mayor demanda.
- Mejora del rendimiento en climas extremos: En zonas muy calurosas, la aerotermia puede verse afectada por las altas temperaturas y su rendimiento puede verse reducido. Por ello, se puede trabajar en el desarrollo de sistemas de aerotermia que estén diseñados para funcionar en condiciones de alta temperatura y maximizar su rendimiento en estas condiciones.

4. Reducción del impacto ambiental

La aerotermia es una tecnología de energía renovable que tiene un impacto ambiental muy bajo en comparación con otros sistemas de calefacción y refrigeración convencionales. Sin embargo, todavía se pueden implementar medidas para reducir aún más su impacto ambiental. Algunas de las medidas que se pueden estudiar son:

- Mejora de la eficiencia energética: Como se ha mencionado anteriormente, la mejora de la eficiencia energética es una de las líneas de investigación futura más importantes en el campo de la aerotermia. La mejora de la eficiencia energética no solo reducirá el consumo energético, sino que también reducirá las emisiones de gases de efecto invernadero.
- Utilización de refrigerantes naturales: La utilización de refrigerantes naturales en lugar de refrigerantes sintéticos puede reducir significativamente el impacto ambiental de la aerotermia. Los refrigerantes naturales son más respetuosos con el medio ambiente y no contribuyen al calentamiento global.
- Implementación de sistemas de almacenamiento de energía: La implementación de sistemas de almacenamiento de energía puede ayudar a maximizar la eficiencia energética de los sistemas de aerotermia. Los sistemas de almacenamiento de energía permiten almacenar la energía producida por los sistemas de aerotermia cuando no se está utilizando y utilizarla en momentos de mayor demanda energética.

En conclusión, la aerotermia es una tecnología de energía renovable que presenta múltiples ventajas en comparación con otros sistemas de calefacción y refrigeración convencionales. Aunque la tecnología se encuentra en constante evolución y desarrollo, todavía existen aspectos en los que se puede trabajar para mejorar su eficiencia energética y reducir su impacto ambiental. La mejora de la eficiencia energética, la integración con otras tecnologías de energía renovable, la

adaptación a climas extremos y la reducción del impacto ambiental son algunas de las líneas de investigación futura más relevantes en el campo de la aerotermia.

En el caso de la energía solar térmica, se pueden plantear diversas recomendaciones y líneas de investigación que permitan mejorar la eficiencia energética, reducir los costos y fomentar su uso a gran escala.

En primer lugar, es importante seguir investigando y mejorando la tecnología de los colectores solares térmicos, ya que estos son la base de cualquier sistema de energía solar térmica. Se deben investigar nuevos materiales, diseños y tecnologías que permitan mejorar la eficiencia y reducir los costos de producción, aumentando así la rentabilidad de los sistemas de energía solar térmica.

Además, se deben explorar nuevas aplicaciones para la energía solar térmica más allá del calentamiento de agua y la generación de electricidad, como la refrigeración solar o la desalinización de agua de mar. Estas nuevas aplicaciones pueden ampliar el mercado potencial para la energía solar térmica y fomentar su adopción a gran escala en diferentes sectores.

Otra línea de investigación interesante es la combinación de tecnologías, como la integración de sistemas de energía solar térmica con sistemas de almacenamiento de energía, sistemas de calefacción y refrigeración, y sistemas de energía renovable híbridos. Estos sistemas combinados pueden ofrecer una mayor eficiencia y una mayor flexibilidad en la aplicación de la energía solar térmica, lo que puede mejorar su rentabilidad y su capacidad de competir con otras fuentes de energía.

Además, es fundamental continuar investigando y desarrollando nuevas políticas y regulaciones que promuevan el uso de la energía solar térmica en diferentes países y regiones. Esto puede incluir incentivos fiscales y financieros para la instalación de sistemas de energía solar térmica, regulaciones para la integración de sistemas solares térmicos en edificios y redes de energía, y programas de capacitación y educación para profesionales y consumidores.

Las recomendaciones y líneas de investigación futura en el campo de la energía solar térmica son numerosas y variadas. A medida que la tecnología sigue avanzando y los costos de producción continúan disminuyendo, se espera que la energía solar térmica se convierta en una fuente de energía cada vez más competitiva y sostenible. Por lo tanto, es fundamental seguir invirtiendo en investigación y desarrollo en este campo para lograr una transición energética más limpia y eficiente.





8. Bibliografía

Reglamento de Instalaciones Térmicas de los Edificios (RITE)

Código Técnico de Edificación (CTE)

Documento Básico HE Ahorro de energía, Ministerio de Fomento (DBHE)

Rey Martínez, F. Javier; Velasco Gómez, E. “Bombas de Calor y Energías Renovables en Edificios” Editorial Thomson, 2005

McCartney, K; Ford, B; Lopera, A. “Agua Caliente Solar manual práctico”. Editorial H. Blume, 1981

Pereda Suquet, P. “Proyecto y Cálculo de Instalaciones Solares Térmicas” Editorial Fundación COAM, 2006

González Velasco, J. “Energías Renovables” Editorial Reverté, 2012

Rey Martínez, F. Javier; coaut. Velasco Gómez, E.; “DTIE 9.04 : Sistemas de climatización radiante” Editorial ATECYR, 2019

Carrasco Sánchez, E. Curso de Energía Solar

<https://yolosehacer.com/aeroterminia/11294-bomba-de-calor-aire-agua-estia.html>
(20/04/2023)

https://www.elespanol.com/omicron/tecnologia/20220207/funciona-aeroterminia-calefaccion-agua-caliente-energia-limpia/647185584_0.html (20/04/2023)

<https://www.larazon.es/economia/20220310/xn246rzjnzhhdn7unnrwbwggmy.html>
(20/04/2023)

[https://www.idae.es/tecnologias/energias-renovables/uso-termico/energia-solar-termica_\(20/04/2023\)](https://www.idae.es/tecnologias/energias-renovables/uso-termico/energia-solar-termica_(20/04/2023))

<https://blog.valvulasarco.com/tubo-multicapa-o-polietileno-reticulado-normal-cual-elegir> (25/04/2023)

Eurostat “Energías renovables en la Unión Europea”





9. Anexos

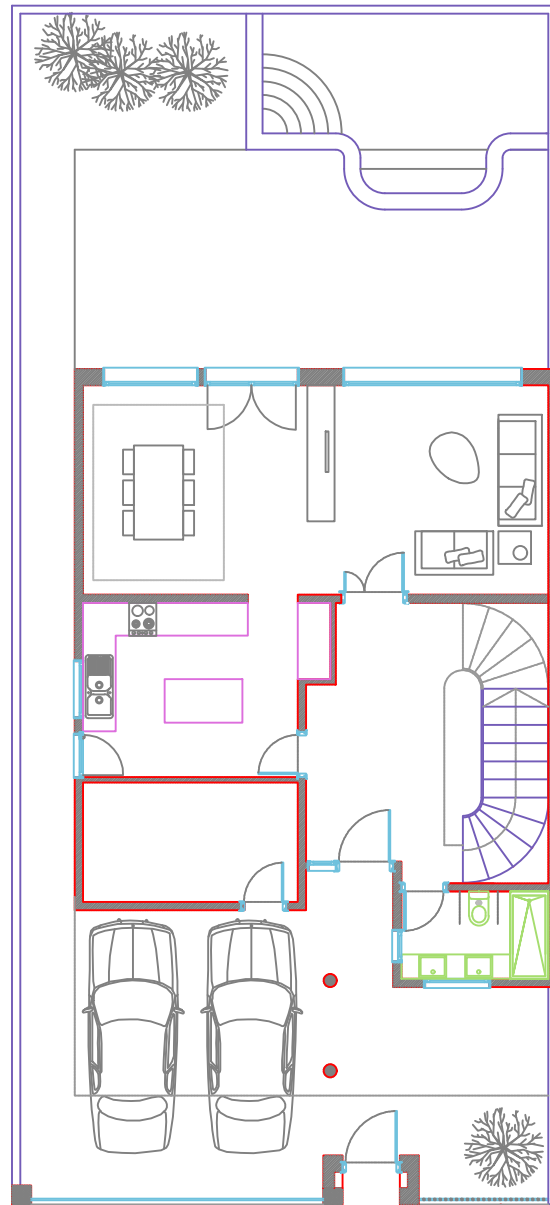
8.1 Plano de vivienda

8.2 Plano de cargas térmicas

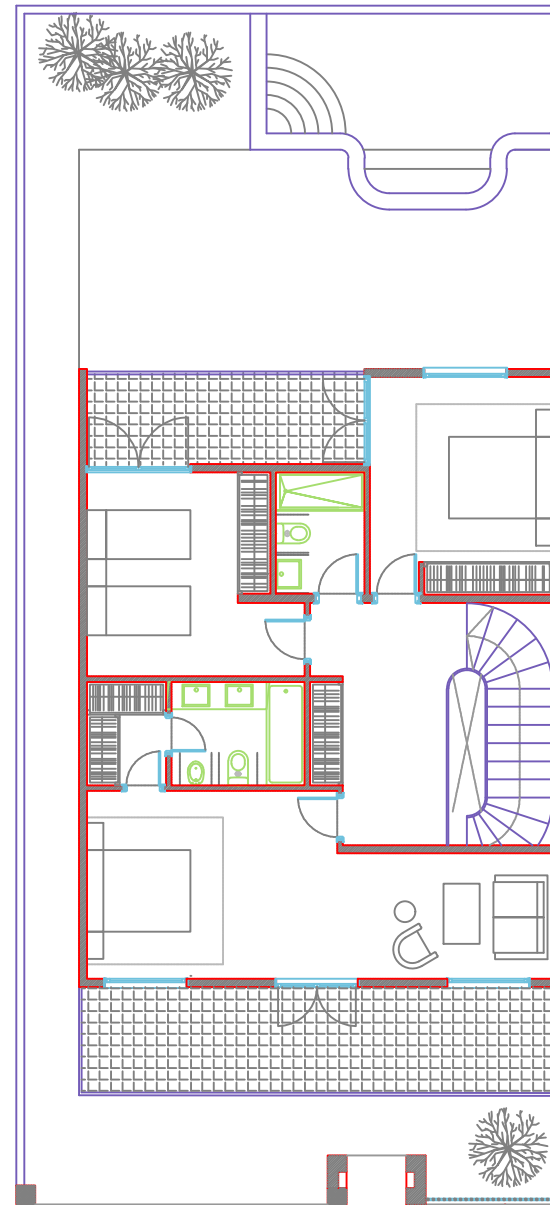
8.3 Plano de suelo radiante

8.4 Plano de energía solar



8.5 Plano de fontanería



Planta baja

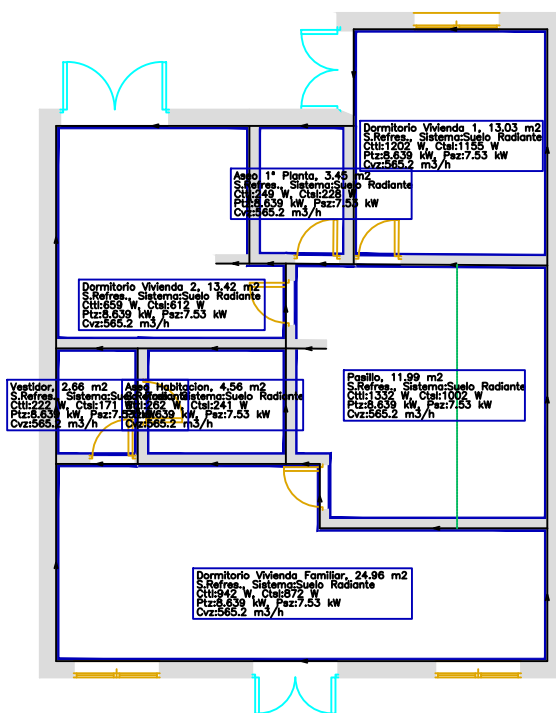
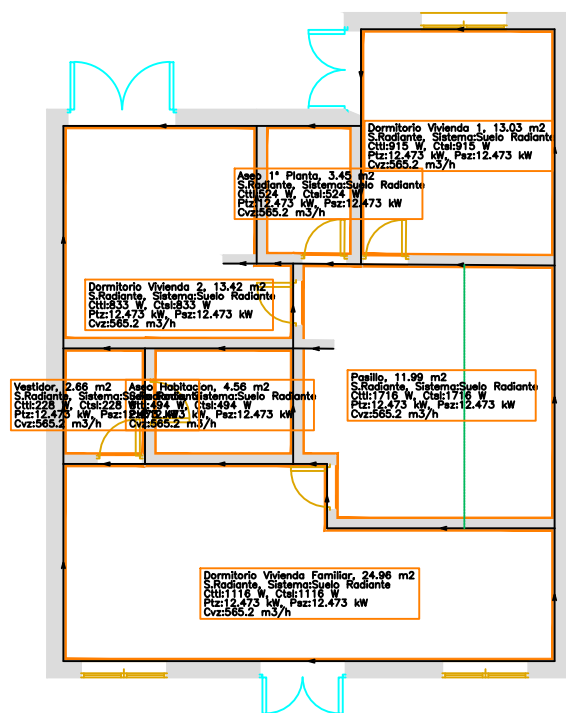


Primera 1ª

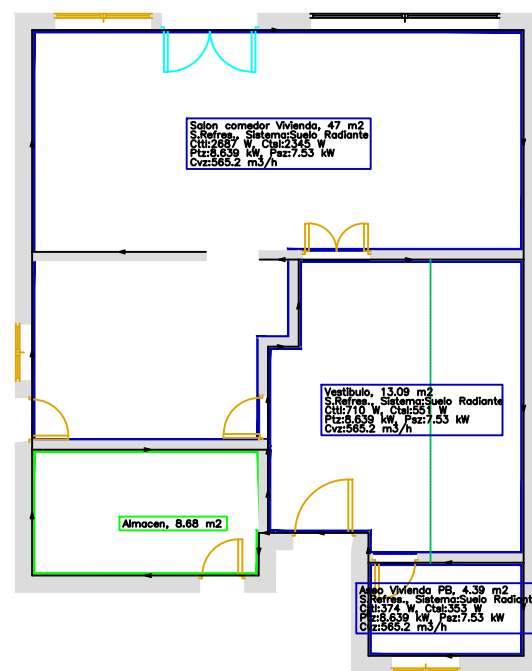
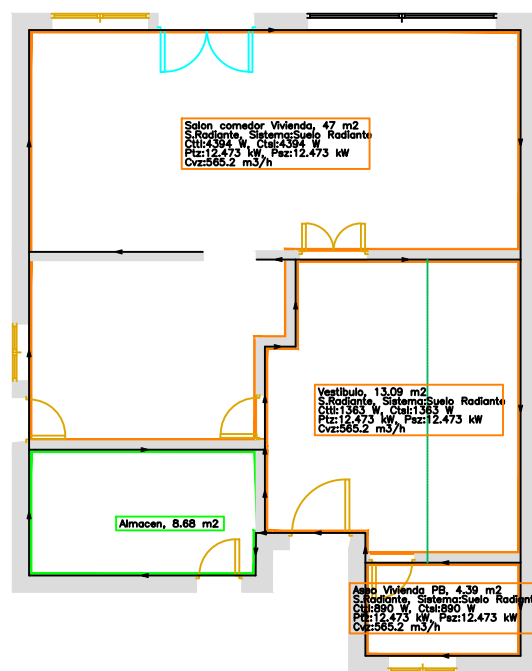
 Universidad de Valladolid  ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES	Cálculo y dimensionado de una vivienda unifamiliar con energía renovable	Alumno: Moreno Alaguero, Miguel
	Plano de vivienda	Fecha: Junio 2023 nº plano: 1 Tutor: Eloy Velasco Gomez

CARGA DE INVIERNO

CARGA DE VERANO

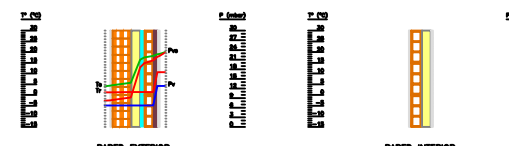


Planta 1º

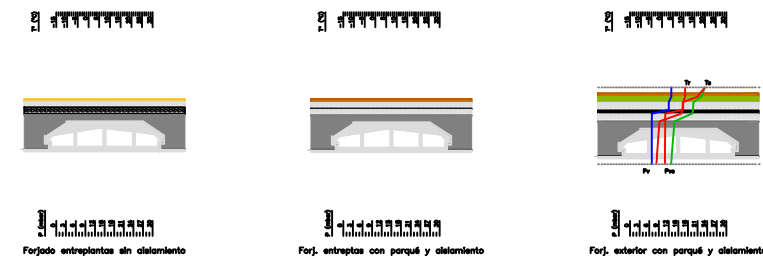


Planta Baja

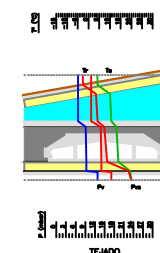
PAREDES



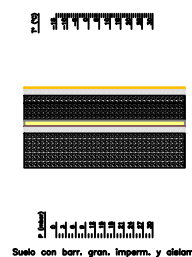
FORJADOS





CUBIERTAS INCLINADAS

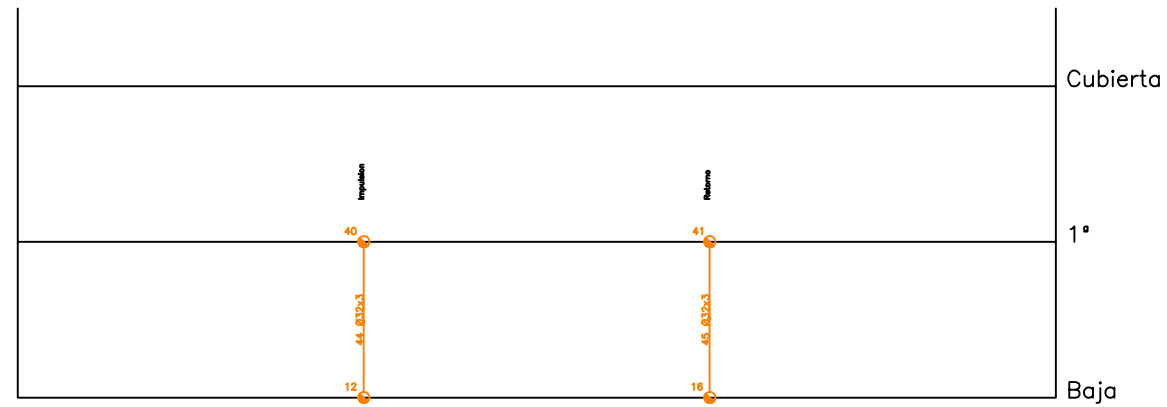


SUELOS TERRENO

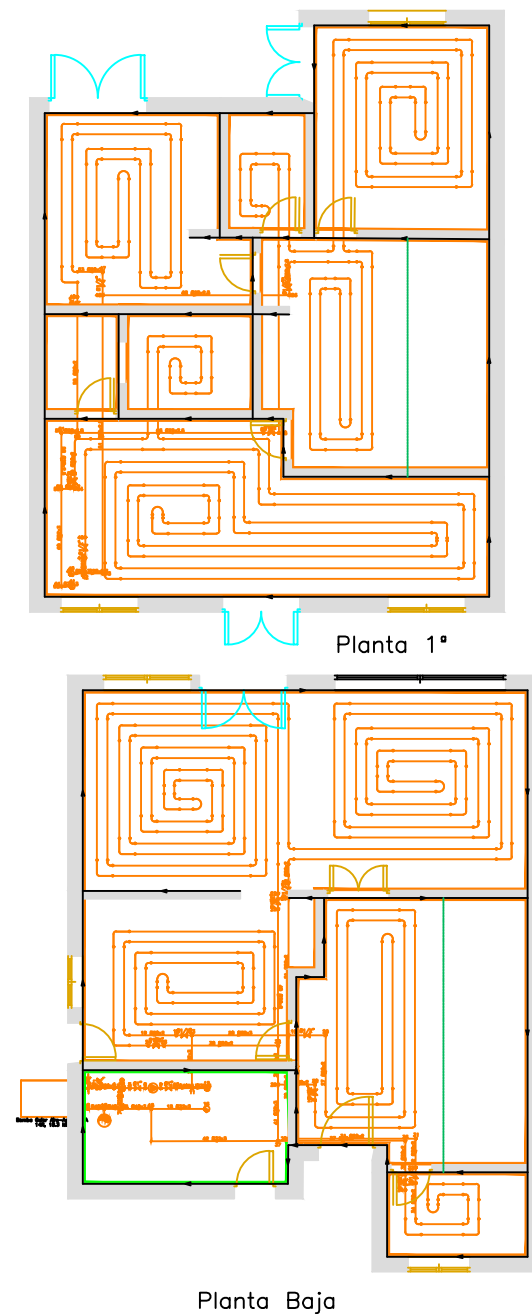


 Universidad de Valladolid  ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES	Cálculo y dimensionado de una vivienda unifamiliar con energía renovable	Alumno: Moreno Alaguero, Miguel
	Plano de cargas térmicas	Fecha: Junio 2023 nº plano: 2 Tutor: Eloy Velasco Gomez

Red



Perfil



SIMBOLOGÍA GRÁFICA	
	Generador agua caliente
	Válvula 3 vías
	Nudo de derivación
	Nudo de paso
	Depósito de expansión
	Purgador de aire
	Válvula de seguridad
	Llave de vaciado
	Llave de llenado
	Termómetro
	Manómetro
	Nudo de conexión de plantas
	Tubería
	Bomba
	Válvula de corte o seccionamiento
	Válvula de regulación (2 vías)
	Detentor/V.reg.caudal
	Válvula de equilibrado automático
	Válvula de retención o antirretorno
	Válvula de presión diferencial
	Filtro
	Separador de aire
	Caudalímetro
	Acumulador



Universidad de Valladolid
ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

Cálculo y dimensionado de una vivienda unifamiliar con energía renovable

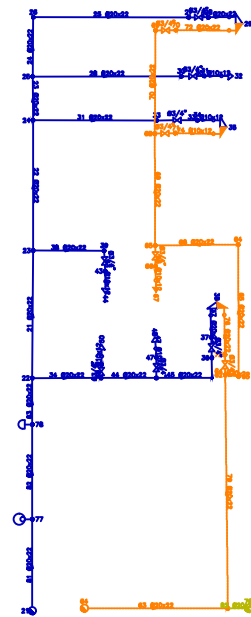
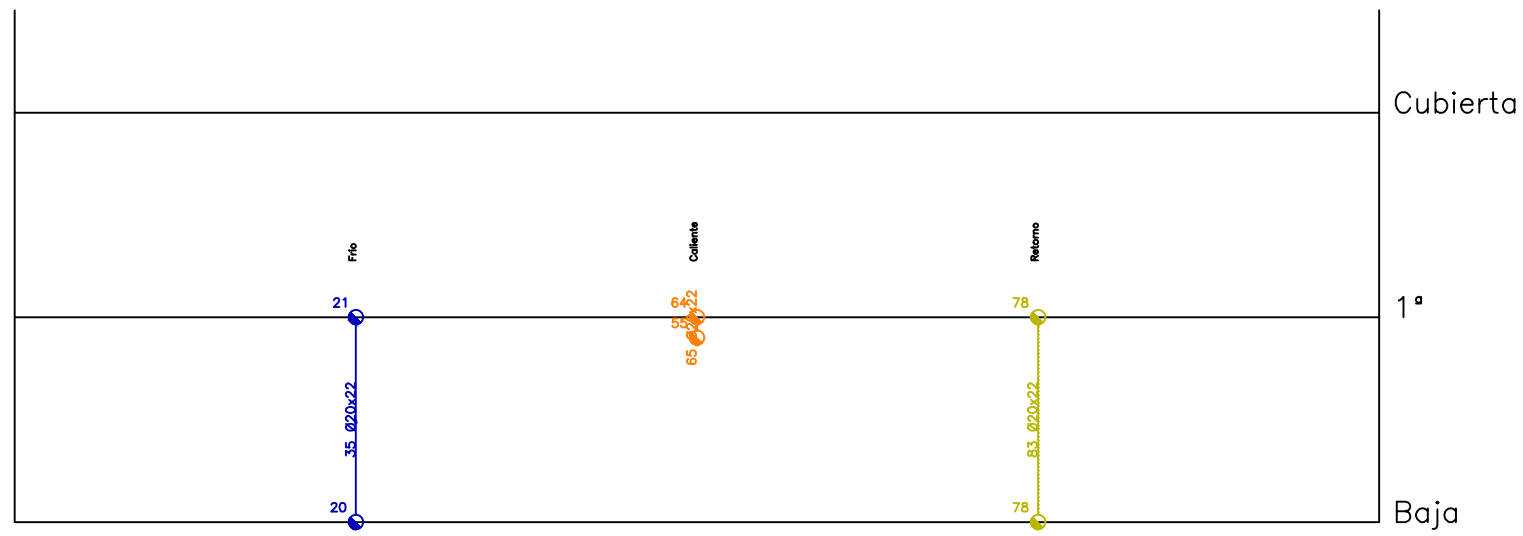
Plano de suelo radiante

Alumno:
Moreno Alaguero, Miguel

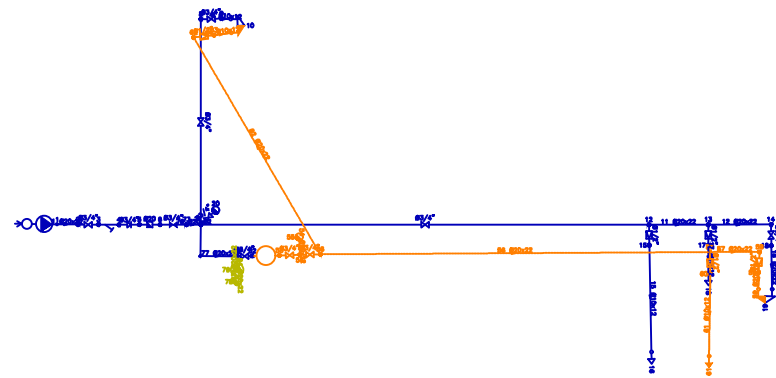
Fecha: Junio 2023

nº plano: 3

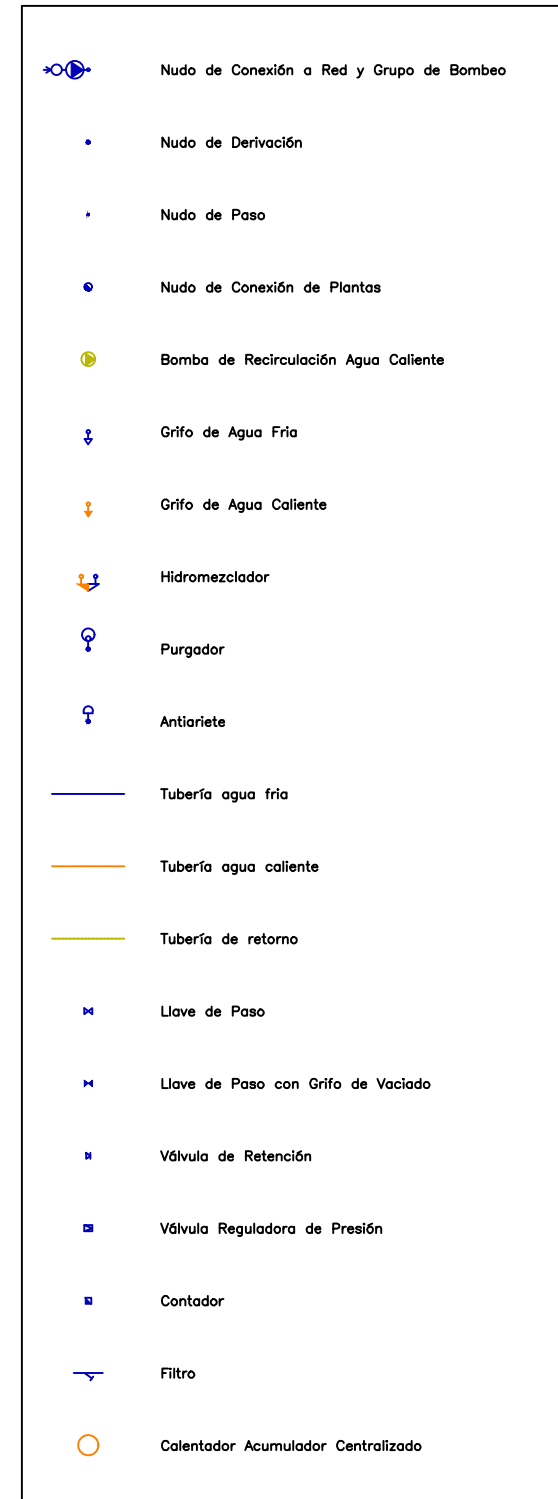
Tutor: Eloy Velasco Gomez





Planta 1ª



Planta Baja



 Universidad de Valladolid  ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES	Cálculo y dimensionado de una vivienda unifamiliar con energía renovable	Alumno: Moreno Alaguero, Miguel
	Plano de fontanería	Fecha: Junio 2023
nº plano: 5		
Tutor: Eloy Velasco Gomez		